Ueber die Beanspruchung und Berechnung von Tragseilen

Von der
Technischen Hochschule zu Breslau
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Richard Ernst
aus Breslau

Referent: Prof. Dr. Ing. C. Heinel
Korreferent: Prof. R. Krauss

Tag der mündlichen Prüfung: 15. 12. 1933

1934

Spezialdruckerei für Dissertationen Dr. Hermann Eschenhagen. KG., Ohlau i. Schl.

R. UNIV.
BIBLIOTHEEK
LEIDEN

MEINER MUTTER!

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41543114_0006

EINLEITUNG.

Die in nachstehender Arbeit beschriebenen Untersuchungen wurden angestellt in der Absicht, auf das wissenschaftlich bisher stark vernachlässigte Gebiet der Schwebebahntragseile als Forschungsgebiet hinzuweisen.

Es ist mir Bedürfnis, an dieser Stelle denen zu danken, die durch ihre Unterstützung mir bei meinen Arbeiten halfen, vor allem Herrn Professor Dr. Ing. C. Heinel, Leiter des Lehrstuhls für Lasthebemaschinen an der Technischen Hochschule Breslau, der mir mit Rat und Tat zur Seite stand. Ferner spreche ich auch hier meinen Dank aus den Firmen, die durch Bereitstellung des Prüfmaterials bereitwilligst an diesem ersten Schritt zu dem gesteckten Ziele mitarbeiteten.

Ich hoffe, daß die geleistete Arbeit nicht vergeblich war, sondern daß sie als Anregung dienen kann zur weiteren Forschung auf diesem Gebiet, eine Forschung, die sich im Verlauf der Untersuchungen als immer notwendiger herausstellte.

ÜBER DIE BERECHNUNG UND BEANSPRUCHUNG VON TRAGSEILEN.

Abschnitt I: Kritik der bisherigen Anschauungen.

Die in früheren Jahren vorgenommenen Versuche zur rechnerischen Erfassung der Tragseilbeanspruchung haben in der Praxis keinen Eingang gefunden, da ihre Ergebnisse in keinem Zusammenhang mit den tatsächlich zu beobachtenden Erscheinungen am Tragseil zu bringen sind.

Von diesen Berechnungsverfahren sind besonders die sehr umfassenden und eingehenden Arbeiten von Isaachsen (20) [1]), Stephan (21, 22), Woernle (23) und Findeis (24) zu nennen. Diese Arbeiten sind wohl geeignet, das Verständnis für die Vorgänge im Tragseil zu vertiefen. Aber sie haben — neben anderen von ihnen noch nicht geklärten Erscheinungen — nicht einmal zu einer Begründung, geschweige denn zu einer Abhilfe für die auffällig kurze Lebensdauer der Drahtseilbahn-Tragseile geführt.

Zwar wäre für Tragseile die von Wöhler mit dem Begriff „Arbeitsfestigkeit" — entsprechend dem Ertragen von 500.10^6 Lastwechseln — für übliche Maschinenelemente eingeführte Lebensdauer zu hoch gegriffen, da ein so haltbares Seil den Lebenszweck der ganzen Anlage in den meisten Fällen weit überdauern würde. Aber die tatsächliche Lebensdauer der bisher verwendeten Tragseile für Lastenseilbahnen muß doch als durchaus unbefriedigend bezeichnet werden. Bei besten vollverschlossenen Seilen und Vierradkupplern von 1 000 kg Nutzlast gilt es in der Praxis als gutes Ergebnis, wenn insgesamt eine Million Tonnen Nutzlast über das Seil befördert werden können. Das entspricht, da man jeden Radübergang über das Seil als einen Lastwechsel ansieht, etwa 4.10^6 Lastwechseln. Bei hochbelasteten Anlagen

[1]) Die eingeklammerten Zahlen beziehen sich auf den Literaturnachweis im Anhang.

müssen demnach die Seile alle ein bis eineinhalb Jahre ausgewechselt werden.

Eines der besten Betriebsergebnisse, das dem Verfasser bekannt wurde, zeigte eine von einer deutschen Firma in Japan im Jahre 1905 erbaute Anlage[2]) für allerdings nur 30 to Stundenleistung. Auf ihren halbverschlossenen Tragseilen von 32 mm ∅ war nach den vorliegenden Aufzeichnungen eine Gesamtnutzlast von 1 250 000 to befördert worden. Das entspricht bei den dort vorhandenen Vierradkupplern mit je 700 kg Nutzlast einer Lebensdauer von etwa 7.10^6 Lastwechseln. (Bis zu diesem Zeitpunkt hatten allerdings einige Stücke der Tragseile bereits ausgewechselt werden müssen, während der Rest zahlreiche Drahtbrüche aufwies).

Jedenfalls scheint aber die Zahl von $10.10^6 = 10^7$ Lastwechseln bisher noch von keinem Lastenbahntragseil erreicht worden zu sein.

Ferner zeigte sich folgendes in der Praxis: Die bisher bekannten rechnerischen Grundlagen und auch die wenigen Versuche, die allerdings auch fast alle nur an einzelnen Drähten oder an Seilchen von wenigen Millimetern Durchmesser ausgeführt sind, geben keinen Aufschluß über den Umstand, daß die an sich sehr kurze Lebensdauer der Tragseile bei rechnerisch gleichartigen Verhältnissen sehr starken Schwankungen unterworfen sein kann. Deshalb wird zum Beispiel auch eine Gewährleistung der voraussichtlichen Lebensdauer von Tragseilen bisher noch von keinem der beteiligten Kreise übernommen, weder von dem Hersteller des Seiles noch von dem Erbauer der Drahtseilbahn.

Diese Umstände, sowie einige andere später noch zu erwähnende Widersprüche zwischen Theorie und Praxis veranlaßten den Verfasser, Dauerversuche an Tragseilen in natürlichem Maßstabe anzustellen und unter Bedingungen, wie sie an wirklichen Seilbahnen vorkommen. Zweck dieser Versuche sollte sein, die unter solchen Umständen an einem Tragseil auftretenden Erscheinungen zu beobachten, und insbesondere die bisher allgemein als „Verschleiß" bezeichneten aber nicht näher untersuchten Einflüsse der Flächenpressung zwischen Rad und Seil näher zu erforschen.

---

[2]) Drahtseilbahn für Kohletransport der Omine Sanyo Muen Tanko K. K. bei Shimonoseki, Japan.

Ueber diese Untersuchungen soll im Folgenden berichtet werden. Zuvor ist es jedoch nötig, auf die bisher bekannten Rechnungsgrundlagen für Tragseile einzugehen und sie dabei gleichzeitig kritisch zu betrachten.

A. Definition des Begriffes „Tragseil".

Es fehlt bisher an einer klaren Begriffsbestimmung für das Wort „Tragseil". Allgemein versteht man zwar darunter die aus Seilen gebildete Fahrbahn für die Wagen einer Drahtseilbahn im Zweiseilbahnsystem, im Gegensatz zu Zugseilen, Aufzugs- oder Förderseilen, welche über Rollen oder Trommeln laufen und dabei gezwungen sind, deren Krümmungshalbmesser anzunehmen.

Eine solche Begriffsbestimmung für Tragseile ist jedoch zu weit gefaßt, da in Wirklichkeit viele Uebergänge vorkommen. Das „Tragseil" einer Zweiseilbahn kann z. B. bei Bergübergängen (sogenannten Schienen- und Seilübergängen) oder auch schon auf gewöhnlichen Stützen nach Art eines Förderseiles beansprucht werden. Andrerseits können die Zugseile solcher Bahnen beim Uebergang über Rollenbatterien oder beim Durchlaufen von automatischen Winkelstationen (da es ja im Prinzip gleichgültig ist, ob das Seil stillsteht und die Last sich bewegt oder umgekehrt) die sonst für Tragseile kennzeichnenden Beanspruchungen und Abnutzungserscheinungen aufweisen.

Auch in der Machart unterscheiden sich die Tragseile nicht unbedingt von den Zug- oder Aufzugseilen, wenngleich einige Seilarten (wie verschlossene und Spiralseile) meist als Laufbahn für Drahtseilbahnen, und andre, insbesondere die dünndrähtigen Litzenseile mit Hanfseele, fast nur für Aufzüge und dergleichen verwendet werden[3]).

Kennzeichnend für ein Tragseil ist jedoch die im Lastangriffspunkt auftretende Krümmung R[4]), welche bei einem Tragseil größer sein muß als die entsprechende Hauptkrümmung des belastenden Körpers, sodaß die Berührung nur oder

[3]) Für die in Amerika üblichen Holzfällkabelkrane werden dagegen dünndrähtige Litzenseile aus 6×19 Drähten mit Drahtseele auch als Tragseile verwendet. Es finden sich also auch in der Machart nahezu alle Uebergänge.

[4]) Wobei $R = \frac{1}{\varrho}$, wenn ϱ der Krümmungshalbmesser ist.

nahezu nur punktförmig erfolgt. In dieser Tatsache liegt zugleich, wie gezeigt werden soll, die Ursache für die bisher unerklärbar kurze Lebensdauer solcher Seile.

Die folgenden Untersuchungen beziehen sich also lediglich auf Seile unter solcher punktweiser Belastung, die kurz „Tragseile" genannt werden sollen.

Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, daß natürlich auch bei Aufzugseilen die Zerstörung durch punktförmig angreifende Oberflächenkräfte beobachtet werden kann, z. B. wenn solche Seile über Antriebsscheiben mit Keilrille laufen[5]), wobei zu den starken inneren Verformungen des Seiles hohe Flächendrücke zwischen diesem und der Rillenwandung hinzukommen. Versuche, die im Institut für Fördertechnik der Technischen Hochschule Stuttgart vorgenommen wurden, zeigen deutlich die Abnahme der Lebensdauer solcher Seile bei steigender Flächenpressung. Gleichzeitig erweisen sich dabei die Kreuzschlagseile den Längsschlagseilen überlegen. Das kann zwar, wie in der erwähnten Veröffentlichung angegeben, zurückzuführen sein auf die Gleichrichtung der Drähte im Kreuzschlagseil mit den Scheibenrändern gegenüber einer gewissen Schräglage bei den Drähten des Längsschlagseiles. Wahrscheinlich dürfte aber auch, wie sich aus den späteren Ausführungen ergeben wird, die größere Zahl der Auflagepunkte des Kreuzschlagseils mindestens denselben günstigen Einfluß haben.

Bei Aufzügen üblicher Art dagegen, wo der Rillengrund dem Seil angepaßt ist, und insbesondere bei Förderseilen treten aber diese punktförmigen Belastungen, die ja bei Tragseilen, wie oben gesagt, fast stets die frühzeitige Zerstörung herbeiführen, zurück gegenüber den Schädigungen des Seils durch Biegung, Verdrehung, Stauchung und die sonstigen Beanspruchungen, über die zahlreiche Veröffentlichungen vorliegen[6]).

B. Die Größe der Zug- und Biegungsbeanspruchungen im Tragseil.

Die bisher vorliegenden Untersuchungen über Tragseile gehen durchweg von den Voraussetzungen der klassischen

[5]) Drahtseilforschung, ZdVDI 1933, S. 799.
[6]) Siehe Literaturnachweis 1—12.

Mechanik aus. Sie versuchen dementsprechend, die Beanspruchungen im Tragseil durch Berechnung der inneren statischen Spannungen infolge Zug, Biegung, Schub und Verdrehung zu ermitteln. Es sei jedoch vorausgeschickt, daß das zunächst gesteckte Ziel, nämlich die Zulässigkeit oder Unzulässigkeit eines gegebenen Seildurchmessers unter bestimmten Bedingungen zu errechnen, von keinem Verfasser erreicht wird.

Die in dem Seil auftretende Zugspannung wird gewöhnlich so gerechnet, und soll auch im Folgenden so gerechnet werden, als ob jeder Draht gleichmäßig trüge und als ob er bei reinem Zug keine Zusatzspannungen erhielte. Solche treten aber in Wirklichkeit auf, mit der Wirkung, daß die Zugfestigkeit eines Seiles nur das 0,8 bis 0,9 fache der Summe der Zugfestigkeiten sämtlicher Drähte beträgt. Die genaue Höhe dieses „Verseilungsfaktor" genannten Wertes ist aus Zerreißversuchen für jede Seilart bekannt.

Die Biegungsspannung dagegen läßt sich bisher nur rechnerisch ermitteln. Die erste und in vielen Punkten bahnbrechende Untersuchung darüber ist die von Isaachsen (20).

Seine mathematisch strengen Ableitungen für die Biegungsspannung in einem gespannten und querbelasteten Draht können mit einer gewissen Berechtigung auch auf das ganze Seil übernommen werden und sind tatsächlich auch allgemein übernommen worden. Man muß sich allerdings dabei ebenfalls wie bei den Zugspannungen stets vor Augen halten, daß bei der Verseilung der Drähte bereits hohe Vorspannungen in diesen entstehen, wozu im verseilten Zustande bei Biegung noch Zusatzspannungen treten. Die tatsächlich vorhandenen Spannungen sind also auch hier größer, als es die Rechnung glauben läßt.

Die an dem Belastungspunkt auftretende Biegungsspannung wird nach Isaachsen angenähert (Siehe auch Abb. 1.)

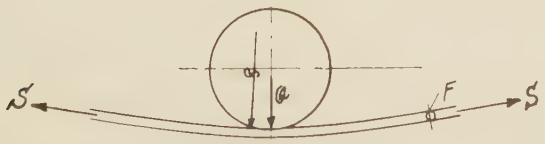

Abbildung 1: Kräfte am Drahtseil.

$$\sigma_b = Q \cdot \sqrt{\frac{E}{S \cdot F}} \qquad (1)$$

wobei σ_b = spezifische Biegungsspannung im Seil
Q = Radlast in kg
E = Elastizitätszahl des Drahtmaterials
S = Seilspannung in kg
F = Querschnittfläche des Seils.

Der Höchstwert von σ_b tritt natürlich in den Randfasern der äußeren Seildrähte des untersuchten Querschnittes auf, wenn die Drähte fest aneinander haften, also das ganze Seil einen massiven Stab darstellt. Er findet sich dagegen in den Randfasern jedes einzelnen Drahtes, wenn das Seil nur ein Drahtbündel darstellt, in dem die Drähte frei gegeneinander verschiebbar sind. In beiden Fällen ist aber der Höchstwert von σ_b beachtenswerterweise gleich groß, da, wie auch Gleichung (1) zeigt, die Biegungsspannung nur von dem Gesamtquerschnitt des Seiles, aber nicht von Drahtdurchmesser oder Drahtzahl abhängig ist[7]).

Die Erklärung für diese auffallende Tatsache ist darin zu suchen[8]), daß die Spannung der am höchsten beanspruchten Fasern abhängig ist einerseits von der Krümmung R des Seiles bzw. des Drahtes und andrerseits von dem Abstand dieser Fasern von der zugehörigen neutralen Zone. Stellt man nun das Seil bei gleichbleibendem Gesamtquerschnitt aus immer dickeren Drähten her, oder „verkittet" man die Drähte durch Reibungshaftung gegeneinander, so wächst zwar der Randabstand der höchstbelasteten Faser, aber gleichzeitig wird die Krümmung infolge zunehmender Steifigkeit des Ganzen kleiner. Diese beiden Einflüsse ändern sich nun um den gleichen Betrag aber in entgegengesetztem Sinne, sodaß tatsächlich die Biegungsbeanspruchung von Tragseilen unter Einzellast unabhängig von dem Drahtdurchmesser wird.

Die Frage der Verschiebbarkeit der Drähte spielt also für die Höhe der Biegungsspannung keine Rolle, solange das Tragseil durch eine einzige Rolle belastet wird.

Anders liegen die Verhältnisse jedoch, sobald zwei oder mehr Querlasten auf das Tragseil dicht beieinander einwir-

---

[7]) Solange der Gesamtquerschnitt annähernd kreisförmig bleibt.
[8]) Siehe z. B. auch Findeis (24).

ken. Dies ist der weitaus häufigere Fall, da Drahtseilbahnlaufwerke mindestens zwei, meist aber vier oder auch acht Räder zu haben pflegen, von denen immer mindestens die Hälfte so dicht als möglich zusammenstehen. Dann werden sich die Einflüsse der benachbarten Räder teilweise überdecken. Es ist ohne weiteres ersichtlich[9]), daß die Einflußzone jedes Rades bei dem verhältnismäßig biegsamen Bündel lose zusammenliegender Drähte kürzer ist als bei einem starren Seil oder einem Rundstab. Es sind nämlich die Entfernungen x_n, bis zu denen die Biegungspannung auf den nten Teil σ_{bn} ihres Ursprungswertes σ_{bo} abfällt

bei starrem Querschnitt:

$$x_n = \frac{1}{4} \ln n \cdot \frac{E}{\sigma_z} \cdot d \qquad (2)$$

bei verschiebbaren Drähten:

$$x_n' = \frac{1}{4} \ln n \cdot \frac{E}{\sigma_z} \cdot \delta \qquad (2a)$$

Hierin bedeuten:

σ_z = spezifische Zugspannung im Seilquerschnitt,
d = Durchmesser eines starren Seiles oder eines Rundstabes,
δ = Drahtdurchmesser im Drahtbündel.

In einem Beispiel soll nun der Unterschied deutlicher gezeigt werden, wobei folgende Annahmen zugrundegelegt werden:

Es werde ein Spiralseil verwendet von d = 26,3 mm ∅, bestehend aus 37 Drähten von δ = 3,72 mm ∅. Der Seilquerschnitt F ist dann 403 mm². Die Gesamtfestigkeit K_z ist bei einer spezifischen Zerreißfestigkeit des Drahtmaterials von k_z = 142 kg/mm² rechnerisch gleich 57 685 kg, tatsächlich etwa 50 000 kg, was einem Verseilungsfaktor ζ von 87% entspricht. Die Seilspannung S sei 14 400 kg, also die Zugbeanspruchung σ_z = 35,50 kg/mm² und damit das Verhältnis $k_z : \sigma_z$ rechnerisch = 4, tatsächlich = 3,48.

Das zweirädrige Laufwerk mit einer Radlast Q = 150 kg habe einen Raddurchmesser D von 175 mm und einen Radstand von 220 mm. Die Biegungsspannung unter jedem Laufrad wird dann nach Gleichung (1):

---

[9]) Näheres darüber siehe auch Woernle (23) S. 49 Fußnote oder Isaachsen ZdVDI 1913, S. 1848.

$$\sigma_{bo} = 150 \cdot \sqrt{\frac{2{,}15 \cdot 10^4}{14\,400 \cdot 403}} = 9{,}3 \text{ kg/mm}^2$$

Nach Gleichung (2 a) wird dann die Entfernung x_{10}, bis zu der die Biegungsspannung auf den zehnten Teil abgesunken ist, also auf $\sigma_{b10} = 0{,}93$ kg/mm², unter Voraussetzung der vollständigen Drahtverschiebung:

$$x_{10} = \frac{1}{4} \cdot \ln 10 \cdot \sqrt{\frac{2{,}15 \cdot 10^4}{35{,}50}} \cdot 3{,}72$$
$$= 53{,}2 \text{ mm}$$

Eine gegenseitige Beeinflussung der beiden 220 mm voneinander entfernten Belastungspunkte tritt also nicht ein.

Werden dagegen die Drähte durch Reibung zusammengehalten, dann ergibt sich nach Gleichung (2):

$$x_{10} = \frac{1}{4} \cdot \ln 10 \cdot \sqrt{\frac{2{,}15 \cdot 10^4}{35{,}50}} \cdot 26{,}3$$
$$= 372 \text{ mm}$$

In Abbildung 2 a sind nun für letzteren Fall und den Radstand von 220 mm die Biegungsspannungen unter den Rädern aufgetragen und graphisch addiert. Es zeigt sich, daß bei kurzem Radstand die gegenseitige Beeinflussung der Räder zwar nicht groß, aber immerhin merkbar ist. Die gesamte Biegungsspannung unter jedem Laufrad ergibt sich dabei zu

$$\sigma_{bo\ ges.} = 11{,}70 \text{ kg/mm}^2.$$

Es lohnt sich also immerhin, der Frage der Verschiebbarkeit der Drähte nachzugehen.

C. Die Verschiebbarkeit der Drähte im Tragseil.

Isaachsen selbst glaubte, daß die Drähte in einem gespannten Tragseil sich bei Biegung vollständig frei gegeneinander verschieben und daß infolgedessen das Tragseil als ein Bündel einzelner Drähte angesehen werden müsse. Andere Verfasser, wie Woernle (23), setzen eine gewisse Verschiebbarkeit der Drähte bei ihren eigenen Untersuchungen voraus, während z. B. Findeis (24) es als Kennzeichen

eines richtig belasteten Tragseils annimmt, daß die Drähte sich nicht verschieben dürfen. Diese Frage ist jedenfalls seither stark umstritten geblieben. Um zu einer Klärung zu kommen, sei deshalb auf folgende bisher nicht beachteten Zusammenhänge hingewiesen:

Die Verschiebung der Drähte im Seil soll dadurch zustande kommen, daß in jedem der um das Seil gewundenen Drähte bei Biegung des ganzen Seils die auf der Biegungsinnenseite liegenden zusammengedrückten Drahtteile eine Längenänderung vermeiden, indem sie in Richtung der Biegungsaußenseite gleiten, wo derselbe Draht unter Zugspannung steht. Dort muß also das Streben nach einer Drahtdehnung vorherrschen, mit der sich die Zusammendrückung vollständig ausgleichen könnte — wenn, was bisher stets stillschweigend vorausgesetzt wurde, die Zugspannung auf der Außenseite denselben Betrag wie die Druckspannung auf der Innenseite erreichte. Das ist aber ganz und gar nicht der Fall.

In Abbildung 2 b ist derjenige Draht dargestellt, der direkt unter Rad 1 liegt, der also unter diesem Rad die stärkste Zusammenpressung erleidet. Ehe nun dieser Draht in das gezogene Gebiet eintritt — das betrachtete Seil hat eine Schlaglänge h von 246 mm gleich 9 d, während oft sogar Schlaglängen bis 12 d ausgeführt werden — ist die Biegungsspannung schon stark abgeklungen. Es ist dies eine Tatsache, die die Unverschiebbarkeit der Drähte in Tragseilen sichert, die aber bisher anscheinend gänzlich übersehen wurde[10]). Auf ein gedrücktes Drahtstück von halber Ganghöhe folgt also nicht, wie bisher stets angenommen wurde, ein gleichstark gezogenes, sodaß nach Ueberwindung der Reibung ein vollständiger Längenausgleich eintreten könnte, sondern an ein gedrücktes Stück schließen an beiden Seiten (wenn wir die gleichmäßig durch den ganzen Draht laufenden Zug- und Verseilspannungen wegdenken) beliebig lange spannungslose

---

[10]) Lediglich bei Findeis (24) fand Verfasser nachträglich einen kurzen Hinweis in dem Sinne, allerdings an einer Stelle, nämlich bei Betrachtung des Seilüberganges über Stützenschuhe, wo die Querlast garnicht punktförmig wirkt, sondern wo das Seil auf längere Strecke (5 bis 10 h) gleichförmig gebogen wird, wo also die Zug- und Druckspannungen im Draht tatsächlich in gleicher Größe abwechseln und eine Verschiebung infolgedessen eher möglich ist.

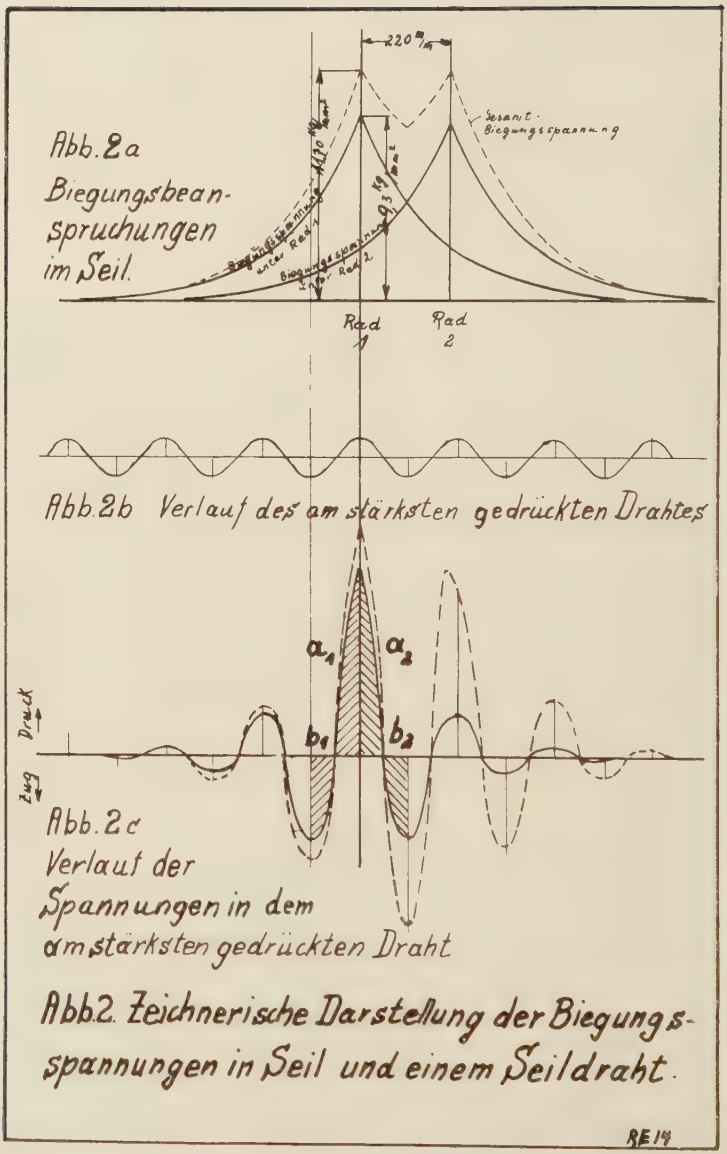
Abb. 2a
Biegungsbeanspruchungen im Seil.
220 N/mm²
Gesamt-Biegungsspannung
Biegungsspannung unter Rad 1
Biegungsspannung unter Rad 2
Rad 1
Rad 2
Abb. 2b Verlauf des am stärksten gedrückten Drahtes
a1
a2
b1
b2
Druck
Zug
Abb. 2c
Verlauf der Spannungen in dem am stärksten gedrückten Draht
Abb. 2. Zeichnerische Darstellung der Biegungsspannungen in Seil und einem Seildraht.
RE 14

Enden an. Diese weisen höchstens in ihren dem gedrückten Drahtteil benachbarten Punkten eine geringe dem Ausgleich dienliche Dehnung auf (entsprechend den Flächen b_1 und b_2 in Abb. 2 c). Ein bedeutender Teil der Zusammendrückung (entsprechend den Flächen $a_1 - b_1$ oder $a_2 - b_2$) könnte jedoch nur durch Zusammendrückung der ganzen Enden ausgeglichen werden.

Aus dieser Ueberlegung ergibt sich bereits, daß schon geringfügige Reibungskräfte einen Spannungsausgleich innerhalb des Drahtes verhindern werden.

Trotzdem sollen aber die Verhältnisse auch zahlenmäßig untersucht werden, da sich hierbei ebenfalls Unterschiede gegenüber den bisherigen Anschauungen zeigen werden.

In Abbildung 2 c sind die Spannungen eingetragen, die in dem in Abbildung 2 b dargestellten Draht auftreten. Dabei gilt die ausgezogene Linie für das Vorhandensein nur eines Laufrades. Diese Kurve ergibt sich durch Multiplikation der Sinuslinie Abb. 2 b mit den zugehörigen Biegungsspannungen nach Abb. 2 a. Die so erhaltene Kurve nach Abb. 2 c stellt also die verschiebende Spannung σ_v dar. Die mittlere Höhe der schraffierten Flächen $a_1 - b_1$ oder $a_2 - b_2$ multipliziert mit dem Querschnitt ergibt sodann die gesamte verschiebende Kraft P_v, die im vorliegenden Fall $P_v = 81$ kg wird. (Bei stark abgenutztem Seil kann P_v durch das Auswalzen der Drähte wohl noch vergrößert werden).

Dieser Verschiebungskraft P_v entgegen wirken nun folgende Kräfte:

1. Die notwendig werdende Zusammendrückung des Drahtteiles, das dem am stärksten gedrückten Teil benachbart ist.
2. Die Reibung R_1 des betreffenden Drahtes an den danebenliegenden Drähten derselben Drahtlage.
3. Die Reibung R_2 des Drahtes an seiner Unterlage.

1. Die zum Zusammendrücken benachbarter Drahtteile erforderliche Kraft ist im Anfang der Bewegung, den wir zunächst betrachten wollen, gleich Null. Erst nach dem Eintritt einer Verschiebung tritt sie auf und ist nach dem bekannten Dehnungsgesetz zu ermitteln, wobei allerdings die zusammenzudrückende Länge zunächst noch unbekannt ist, da sie wieder abhängig ist von dem Ueberschuß der Verschiebungskraft P_v über die Bewegungsreibung R'_1 und R'_2.

2. Die Reibung R_1 entsteht durch das Bestreben des Drahtes, sich innerhalb des von ihm beschriebenen Zylindermantels geradezurichten, wobei er sich seitlich an die benachbarten Drähte anlegt. Er folgt dabei der Kraft S_1, welche aus der in Seilumfangsrichtung wirkenden Zugkraftkomponente plus/minus der Biegungskomponente des Drahtes und aus der beim Verseilen auftretenden elastischen Verformung besteht. Die Größe der Reibungskraft ist daher

$$R_1 = S_1 \cdot \mu_1 \qquad (3)$$

3. Die Reibung R_2 wächst nach folgendem Gesetz:

$$R_2 = S_2 \, (e^{\mu_2 \alpha} - 1) \qquad (4)$$

da ja der Draht die inneren Drahtlagen des Seils umschlingt, sodaß die Reibungskraft den Wert annimmt wie bei einem um einen Zylinder geschlungenen Faden. S_2 ist dabei wieder die in Seilumfangsrichtung wirkende Zugkraftkomponente des Drahtes plus/minus der Komponente der Biegungsspannung und der Verseilspannung, also gleich S_1.

Hierbei ist noch zu beachten, daß abhängig von den Seilflechtwinkeln die Drähte jeder Drahtlage entweder den ihnen zur Verfügung stehenden Kreisring im Seilquerschnitt nicht ganz ausfüllen, sodaß R_1 dann in Fortfall kommt. Noch wesentlich häufiger aber tritt der Fall ein, daß die Drähte infolge steilen Flechtwinkels nicht genug Platz in dem ihnen zur Verfügung stehenden Kreisring haben, sodaß sie nur unter dem Einfluß einer starken bei der Verseilung aufgebrachten Vorspannung in ihrer Lage gehalten werden können und sich gegenseitig abplatten. Den Querschnitt eines Spiralseiles aus 37 Drähten mit solchermaßen verformten Deckdrähten zeigt Abbildung 3. Der Gesamtwert von $R_1 - R_2$ dürfte dabei jedoch keineswegs geringer werden, da die unter Spannung stehenden Drähte sich dann wie Keile nach innen zu drücken versuchen und dabei im Grenzfall eine selbsttragende Hülle bilden, in der jeder einzelne Draht wiederum einen Faden darstellt, der einen Zylinder umschlingt.

Aehnlich liegt der Fall bei den vollverschlossenen Seilen nach Abbildung 4 und verwandten Konstruktionen, wo infolge ihrer Herstellungseigenart ein sehr inniger Zusammenhang zwischen den Profildrähten der Deckiage besteht.

Die Koeffizienten μ_1 und μ_2 in Gleichung (3) und (4) sind die Reibungsbeiwerte. Dabei bezieht sich μ_1 auf die

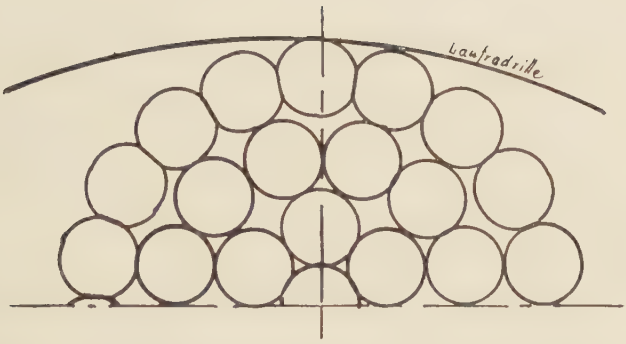

Abbildung 3: 37 drähtiges Spiralseil mit zusammengepreßten Deckdrähten.

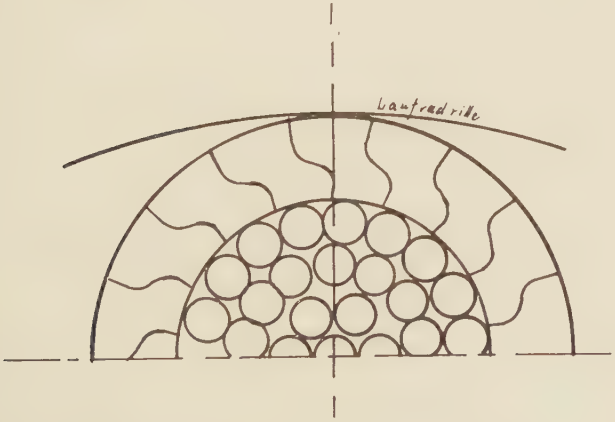

Abbildung 4: Vollverschlossenes Tragseil.

Reibung der Ruhe zwischen parallel liegenden Drähten und soll mit 0,1 in die Rechnung eingeführt werden. Der Beiwert μ_2 für die ebenfalls ruhende Reibung zwischen gekreuzten Drähten dürfte zwar sehr hoch sein, soll aber nur mit 0,2 eingesetzt werden.

Der Wert α in Gleichung (4) bedeutet denjenigen Umschlingungsbogen in Bogenmaß gerechnet, innerhalb dessen die Differenz der verschiebenden Spannungen P_v so groß ist, daß sie ausreicht, um die Reibung der Ruhe ($R_1 + R_2$) zu überwinden und somit die Differenz der Spannungen des Drahtes innerhalb eben des Bogens α so weit auszugleichen, als es die nunmehr entstehende gleitende Reibung ($R'_1 + R'_2$) sowie die dann erforderlich werdende Zusammendrückung des benachbarten Drahtendes zuläßt.

Die Ermittelung des Winkels α ist also nicht ganz einfach. Da uns aber nur der Fall des Spannungsausgleiches über eine halbe Windung interessiert, wo also $\alpha = 0{,}5$ wird, soll in Fortsetzung des Rechenbeispieles von Seite 11 nur noch untersucht werden, welche Größenordnung die einzelnen Kräfte in diesem Falle zueinander haben.

Es wird die Zugspannung pro Draht

$$S = \sigma_z \cdot \frac{\delta^2 \pi}{4} = 388 \text{ kg.}$$

die Biegungsspannung im äußeren Draht

$$B = \sigma_b \cdot \frac{\delta^2 \pi}{4} = \pm 102 \text{ kg}$$

die Steigung des Drahtes $\operatorname{tg} \omega = 0{,}33$

die Reibungskräfte (unter Vernachlässigung der meist sogar beträchtlich reibungserhöhenden Vorspannungen)

$S_1 = S_2 = (S \pm B) \operatorname{tg} \omega$

$= 94$ bis 162 kg, im Mittel 128 kg

also

$R_1 = 128 \cdot 0{,}1 = 12{,}8$ kg

$R_2 = 128 \, (e^{0{,}2 \cdot 0{,}5} - 1) = 128 \cdot 1{,}87 = 240$ kg

$R_1 + R_2 = 253$ kg

Es zeigt sich also, daß gegenüber dem geringen Wert von $P_v = 81$ kg selbst unter den günstigsten Umständen, wie sie vorstehend angenommen waren, die Einleitung einer Bewegung und somit ein Spannungsausgleich über eine halbe Windung nicht möglich ist. Selbst dann wäre ja aber auch nur erreicht, daß in diesem Draht die Druckspannung über eine begrenzte Strecke mehr oder weniger gleichmäßig verteilt ist. Es bliebe nämlich noch immer eine unausgeglichene Restspannung im Draht entsprechend den Flächen $a_1 - b_1$ oder $a_2 - b_2$ (Abb. 2c) von $P_{v\,max} = 31$ kg. Unter den Einfluß

dieser Restkraft müßte dann das Seil statt einer gleichmäßigen Krümmung eine Art Schlangenlinienform annehmen[11]), zumal wenn man berücksichtigt, daß dem am stärksten gedrückten Draht ein am stärksten gezogener gegenüberliegt, dessen Zugspannungen sich ebenfalls über eine halbe Windung, also nach der bogeninneren Seite fortpflanzen müßten.

Denkbar wäre höchstens ein Spannungsausgleich auf kürzester Strecke (mit Rücksicht auf das schnelle Anwachsen der Funktion $e^{\mu\alpha}$) und, was ebenfalls sehr wichtig ist, außerdem auch nur in dem direkt belasteten Draht und den unmittelbar benachbarten. Bei 18 Deckdrähten ist nämlich jeder nächste Draht schon um $\frac{240}{18} = 13{,}7$ mm in Seilrichtung entfernt, also sind auch das Maximum der Sinuskurve und der σ_b-Kurve bereits um diesen Betrag gegeneinander verschoben und dementsprechend werden die Spannungsunterschiede im Draht geringer.

Auch verhalten sich in bezug auf die Verschiebung die bogeninnere Seite und die bogenäußere Seite des Seils verschieden, da außen die Reibungskräfte infolge der um die doppelte Biegungsspannung höheren Zugkräfte höher sind als innen.

Sollten aber wirklich geringfügige Längenausgleiche in einzelnen Drahtstücken auftreten, so werden diese ohne merklichen Einfluß auf den Seilkrümmungshalbmesser ϱ und damit auf die uns interessierende Länge der Biegungszone bleiben, denn „Verschiebbarkeit der Drähte" würde vollständigen Spannungsausgleich über eine halbe Windungslänge bedeuten, wobei die nach der Verschiebung im Draht herrschende Restspannung $P_{r\,rest} = 0$ sein müßte.

Der Vollständigkeit halber ist in Abbildung 2 c noch der Spannungsverlauf in dem betrachteten Draht punktiert eingetragen bei Annahme von 2 Laufrädern in gegenseitigem Abstande von 220 mm. Wie man sieht, sind auch in diesem Fall die Druckspannungen vorherrschend und ein „Spannungsausgleich" im Draht ist ebenfalls nicht denkbar, zumal ja mit der Biegungsspannung auch der Reibungsschluß auf der Krümmungsaußenseite gleichzeitig wächst.

[11]) Wie solche z. B. bei beschädigten Zugseilen tatsächlich beobachtet wird, wenn eine Litze unter stärkerer Spannung steht als die anderen.

Bezüglich der Reibungskräfte sei auch noch die bekannte Tatsache erwähnt, daß ein gebrochener aber im Seilverband gehaltener Draht nach 1 bis 2 Windungen bereits durch Reibung allein so festgehalten wird, daß er wieder voll trägt, obwohl wegen fehlender Anfangsspannung bei ihm R_2 theoretisch gleich Null sein müßte[12]). Versuche darüber sind z. B. in der Oesterreichischen Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, 1906, Heft 6, mitgeteilt. Die bedeutende Größe der Reibungskräfte ist also als sicher anzunehmen.

Die vorstehenden Ueberlegungen haben Gültigkeit für alle neueren Drahtseilbahnen und sonstigen Seiltransportanlagen, da bei diesen ähnlich dem durchgerechneten Beispiel geringe Raddrücke ($^1/_{50}$ bis $^1/_{100}$ der Seilspannung) und hohe Zugspannungen angewendet werden. Der für die Zugspannung kennzeichnende Wert[13]) $k_z : \sigma_z$ bewegt sich heut stets in den Grenzen von 3 bis 6, in Ausnahmefällen etwa 8, während er im durchgerechneten Beispiel 4 betrug. Selbst die in dieser Hinsicht ungünstigsten Schweizerischen Vorschriften für den Bau von Personenschwebebahnen[14]) schreiben den Wert 5,5 vor (bei abgenutztem Seil, womit sie allerdings zu anfänglichen „Sicherheiten" von 8 bis 9 zwingen).

Nach allem Gesagten ergibt sich also als notwendige Folgerung, daß die Drähte im Tragseil einer nach üblichen Grundsätzen gebauten Anlage sich nicht verschieben; daraus folgt wiederum, daß im Tragseil eine gegenseitige Beeinflussung der Biegungsspannung durch die Laufräder desselben Laufwerks eintritt, welche nicht, wie bisher stets geschehen, vernachlässigt werden darf.

Infolgedessen soll auch im Folgenden, entgegen dem bisher im Seilbahnbau Ueblichen, der Einfluß benachbarter Räder bei der Ermittelung der Biegungsspannung stets mit untersucht werden.

---

[12]) Genauer ausgedrückt wird die Anfangsspannung für die Umschlingungsreibung R_2 von der Seitenreibung R_1 geliefert.

[13]) Der „Zugsicherheitsfaktor", fälschlicherweise meist „Sicherheitsfaktor" genannt.

[14]) Wenn man von den auch sonst praktisch nicht durchführbaren japanischen Vorschriften für den Bau und Betrieb von Drahtseilbahnen absieht, die für Personenschwebebahnen den Wert 12 vorschreiben, und zwar als Mindestwert an der stärkst gespannten Stelle des Seiles.

Weiterhin liegt auch die Vermutung nahe, daß das Verschieben der Drähte unter Einzellasten erst bei einem nahezu oder ganzlich ungespannten Seil möglich wird, bei dem ja die oben vernachlässigten Verseilspannungen noch immer wirksam sind. Danach scheint auch die im Schrifttum immer wiederkehrende Vermutung[15]) unbegründet, daß die nachweisbar geringere Haltbarkeit schwächer gespannter Tragseile auf eine „Schneidwirkung" der Drähte bei ihrem gegenseitigen Verschieben zurückzuführen sei. Zunächst einmal sind bisher keine Fälle bekannt geworden, wo die zerstörenden Folgen einer solchen Schneidwirkung wirklich beobachtet worden wären. Vor allem aber ist es eine auffällige, aber noch nicht genug hervorgehobene Tatsache, daß die Drähte von Tragseilen stets in der Lauffläche, also im Lastangriffspunkt brechen, wo eine Bewegung der Drähte nicht stattfinden kann, aber nie an der Stelle, wo die Relativbewegung der Drähte am größten sein müßte, nämlich entlang der Seiten des Seiles.

Eine Erklärung für die geringe Haltbarkeit schwach gespannter Seile wird sich später noch ergeben. Zunächst aber ist es notwendig, nachdem die Frage der Drahtverschiebung beantwortet ist, sich über den Einfluß der Biegungsspannungen überhaupt auf die Haltbarkeit der Tragseile Klarheit zu verschaffen.

D. Der Einfluß der Zug- und Biegungsspannungen auf das Tragseil.

Bei einem Seil ist es natürlich abwegig, eine bestimmte Biegungsspannung als zulässig und eine andere als nicht zulässig zu erklären. Maßgebend ist hier mit Rücksicht auf die Eigenarten des Seiles nur die Frage: „Wieviel Lastwechsel hält ein unter einer bestimmten Vorspannung stehendes Seil, das zusätzlichen Biegungs- oder Wechselbeanspruchungen unterworfen wird, aus, bevor ein bestimmter Anteil der Drähte gebrochen ist?"

Es handelt sich also bei der Seilfestigkeit um ein Problem der Dauerfestigkeit unter Berücksichtigung der Vorspannung. Die zulässigen Beanspruchungen können also nicht durch

---

[15]) Siehe z. B. Benoit (1), Woernle (23), Findeis (24) und andere.

einen festen Wert angegeben, sondern nur in Kurvenform dargestellt werden. Diese Kurven müßten in geeigneten Dauerprüfmaschinen festgestellt werden. Da solche Versuche aber bisher noch fehlen, haben wir auch noch keinen Maßstab, nach welchem wir die Zug- und Biegungsspannungen im Tragseil mit der Lebensdauer in Zusammenhang bringen könnten.

Einen gewissen Anhalt bieten nun in dieser Hinsicht die Versuche[16]), die F. Ludwik und J. Krystof, Wien, über den „Einfluß der Vorspannung auf die Dauerfestigkeit" an Versuchsstäben aus verschiedenen Werkstoffen angestellt haben.

Bei diesen Versuchen wurde festgestellt, welches Verhältnis von Vorspannung zur Gesamtspannung gerade eine Lebensdauer des Stabes von 10^7 Lastwechseln ergibt. In Abbildung 5 a sind zwei solche von Ludwik gefundene Kurven wiedergegeben. Als Abszisse ist dabei das Verhältnis der Vorspannung zur Gesamtspannung $\frac{\sigma_v}{\sigma_o}$ in Prozenten aufgetragen, wobei σ_v also die Vorspannung und σ_o die aus Vorspannung und Wechselspannung zusammengesetzte Gesamtspannung bezeichnen. Die Ordinate stellt die bei jedem Wert von $\frac{\sigma_v}{\sigma_o}$ eine Lebensdauer von 10^7 Lastwechseln gestattende Gesamtspannung σ_o dar.

Die Versuche wurden angestellt auf einer Drehschwingmaschine von Schenck-Darmstadt.

Aus den Ludwikschen Ergebnissen ist in Abbildung 5 a die Festigkeitslinie für einen hart vergüteten Chromnickelstahl von 180 kg/mm² spez. Festigkeit wiedergegeben, welche bei Dauerbiegeversuchen erhalten wurde. Ferner ist in derselben Abbildung die Kurve für einen geglühten Siemens-Martinstahl 100 von 100 kg/mm² spezifischer Festigkeit eingetragen. Letztere wurde aus den Ludwikschen Ergebnissen von Dauerdrehversuchen (also aus $\frac{\tau_v}{\tau_o}$) vom Verfasser nach den von Ludwik gemachten Angaben auf Dauerbiegung umgerechnet.

Die Versuchsstäbe waren mit feiner Schmirgelleinwand gut geglättet.

[16]) Siehe ZdVDI 1933, Seite 629.

Die Kurven zeigen, daß mit sinkender Vorspannung auch die zulässige Gesamtspannung kleiner wird, und zwar ist das härtere Material empfindlicher als das weichere.

In Abbildung 5 b sind nun zum Vergleich, ebenfalls über $\frac{\sigma_r}{\sigma_0}$ als Abszisse, die Gesamtspannungen $\sigma_{ges} = \sigma_z + \sigma_b$ für das bisher betrachtete Tragseil von 142 kg/mm² spez. Festigkeit aufgetragen, wenn unter Beibehaltung der Radlast von Q = 150 kg die Vorspannung S geändert wird, und zwar in dem Gebiet der Zugsicherheiten von $k_z : \sigma_z = 30$ bis zu $k_z : \sigma_z = 2$. Ermittelt wurden die entsprechenden Werte sowohl für die selten vorkommenden Einzellasten als auch für Laufwerke mit zwei im Abstand von 220 mm zueinander stehenden Rädern. Unverschiebbarkeit der Drähte wurde dabei über das ganze Gebiet angenommen, was allerdings für den linken Teil der Darstellung nicht mehr mit Sicherheit vorausgesetzt werden kann. Die Punkte gleicher „Zugsicherheit" der beiden Kurven sind miteinander verbunden, und man sieht, daß die Beanspruchungen bei zwei benachbarten Rädern, und ganz besonders so bei schwach gespannten Seilen, in ein ungünstigeres Gebiet fallen, als dies bei Einzellasten der Fall wäre. Außerdem soll hier ausdrücklich wieder darauf hingewiesen werden, daß die tatsächlich im Seil vorhandenen Zug- und Biegungsspannungen höher sind, als in den vereinfachten Rechnungsgrundlagen angenommen wird (siehe Seite 11).

Während also Abb. 5 a einen ersten Anhalt für die zulässigen Beanspruchungen geben soll, stellt die Abb. 5 b die tatsächlich auftretenden Spannungen dar. Es zeigt sich sofort, daß die beiden Kurvengruppen einen gänzlich verschiedenen Verlauf haben, und zwar so, daß man sich bei den üblichen Ausführungen mit $k_z : \sigma_z = 4$ in einem Gebiet bewegt, wo Dauerbrüche infolge der Wirkung von Zug und Biegung normalerweise kaum zu erwarten sind. Die hier im Draht tatsächlich auftretenden Gesamtspannungen bewegen sich etwa zwischen 30 und 50% seiner spezifischen Festigkeit, während nach Abb. 5 a sogar noch bei einer Belastung von 80 bis 90% der spezifischen Festigkeit 10^7 Lastwechsel zu erwarten wären — welche aber bei Tragseilen, wie erwähnt, noch nie erreicht wurden.

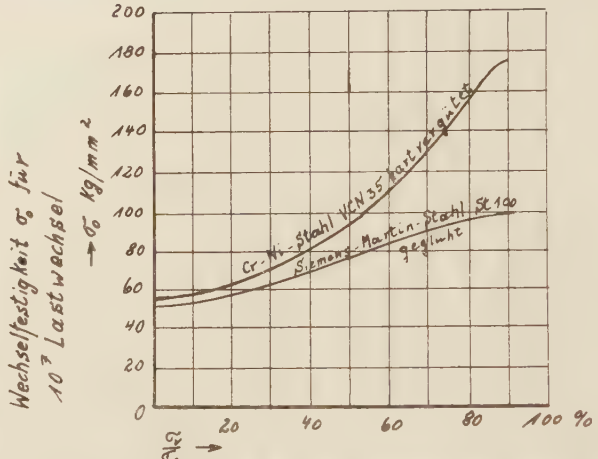

Abb.5a Abhängigkeit der Wechselfestigkeit von der Vorspannung (nach Ludwik)

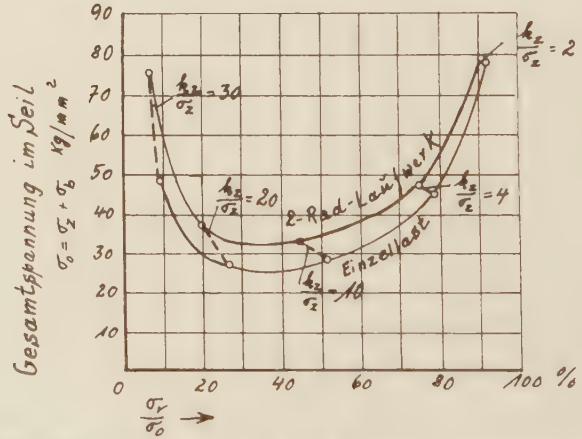

Abb 5b. Abhängigkeit der Gesamtspannung im Tragseil von der Vorspannung.

RE16

Leichter kann man dagegen bei geringerer Vorspannung (vergrößerten Sicherheitsfaktoren!) in ein Gebiet geraten — sofern man die Radlast beibehält —, wo vorzeitige Biegungsdauerbrüche möglich sind. Da ja die bisher meist für die Zerstörung solch schwach gespannter Seile verantwortlich gemachte „Schneidwirkung" nicht vorhanden sein dürfte[17]), wäre also das Ueberschreiten der Dauerbiegegrenze eine wenigstens teilweise Erklärung für deren vorzeitiges Versagen, worauf z. B. auch Rubin (25) hingewiesen hat. Zum großen Teil dürfte das Versagen auch auf die Tatsache zurückzuführen sein, daß in dem Gebiet $\frac{\sigma_r}{\sigma_o} \leqq 50\%$ in den krümmungsinneren Drähten Druckspannungen auftreten, sodaß der Seilverband gelockert wird, indem sich diese Drähte abzuheben versuchen. Das darüberfahrende Laufrad aber biegt sie in entgegengesetzter Richtung durch, während es zugleich durch Auswalzen im Draht das Bestreben zum Abheben fördert. Es werden also beim schwachgespannten Seil die bogeninneren Drähte besonders hohen Zusatzspannungen unterworfen. Dazu mag noch kommen, daß ein solches Seil eher geneigt ist, sich unter dem Laufrad seitlich breit zu drücken, als ein stark gespanntes. Daraus ergeben sich wieder in der Rechnung nicht erfaßte zusätzliche Biegungsspannungen.

E. Mängel der bisherigen Anschauungen.

Diese für das schwach gespannte Seil aufgestellten Erklärungen versagen aber alle mehr oder weniger bei dem stark gespannten Seil; dieses arbeitet in einem Gebiet, wo es infolge der geringen Biegungsbeanspruchung ein Mehrfaches von 10^7 Lastwechseln aushalten müßte, während, wie erwähnt, auch die besten Ausführungen bisher noch nicht einmal annähernd 10^7 Lastwechsel erreicht haben. So zeigten auch die für den Bau der Oesterreichischen Zugspitzbahn geprüften Seile[18]) im günstigsten Falle schon nach $0{,}15 \cdot 10^7$ Lastwechseln vier Drahtbrüche auf 3,5 m Versuchslänge, und

[17]) Siehe auch S. 68.
[18]) Siehe A. Rubin, Personenschwebebahnen Bleichert-Zuegg (25).

diesen Versuchen kann man gewiß nicht vorwerfen, daß sie die Tragseile in schlechtem Licht zeigen wollten.

Ferner erklärt die Biegungstheorie in keiner Weise die bekannte Tatsache, daß verschlossene Seile unter allen Umständen eine längere Lebensdauer erreichen als gleichstarke Spiralseile, und daß auch die sogenannten halbverschlossenen Seile, bei denen in der Decklage immer je ein Runddraht mit einem den Zwischenraum möglichst ausfüllenden Profildraht abwechselt, zwar an Lebensdauer die Spiralseile übertreffen, aber doch an Haltbarkeit die vollverschlossenen Seile meist nicht erreichen.

Am allerwenigsten läßt sich aber weder durch die Schneidwirkung noch durch die Biegungsermüdung die Tatsache erklären, daß die Drahtbrüche bei Tragseilen[19]) ausnahmslos in der Lauffläche auftreten, während bei Biegungsermüdung die Bruchstellen entweder gleichmäßig über den Umfang oder besonders über die höchstbeanspruchten Biegungsaußenseiten verteilt sein müßten[20]), wo sie aber bei Tragseilen bisher anscheinend nur infolge Werkstoffehlers oder aus ähnlichen Gründen aufgetreten sind.

Somit bleibt zur Erklärung des frühzeitigen Versagens von Tragseilen noch der Einfluß der Flächenpressung zu untersuchen, welchem Ziel die später beschriebenen Versuche dienen.

Bezüglich der Biegungsbeanspruchung sei noch erwähnt, daß die bisher bekannt gewordenen Berechnungsverfahren nicht nur unvollständig sind durch die Vernachlässigung der beträchtlichen Verseilspannungen, sondern auch durch Nichtbeachtung der oben (Seite 21) beschriebenen Längenausgleiche, die auf der Druckseite schon eintreten können, während sie auf der Zugseite, also der Biegungsaußenseite, noch nicht zu erwarten sind. Hieraus dürfte sich eine Verschiebung der neutralen Faser nach der Biegungsaußenseite ergeben. Ferner besteht noch die in den bisherigen Berech-

[19]) Auch bei Zugseilen kann diese Erscheinung oft beobachtet werden, siehe z. B.: R. Hanker (11), Anm. 15, ferner R. Woernle (6), Seite 48, Punkt 8 bis 9.

[20]) Die genaueren Berechnungen von Stephan (21, 22) ergeben die gefährlichsten Beanspruchungen sogar für die Drähte der inneren Lagen, da diese bei gleicher Schlaglänge eine größere Steigung haben müssen als die Außendrähte.

nungsmethoden vernachlässigte Möglichkeit, daß bei Biegung des Seils die Drähte auf der Außenseite klaffen, also weder Zug- noch Druckkräfte aufeinander übertragen, während sie auf der Innenseite dicht aneinanderliegen und Druckkräfte somit übertragen werden können. Diese Unsymmetrie beeinflußt natürlich die Biegungslinie und damit die Biegungsspannung, was schon daraus hervorgeht, daß man einen solchen Zustand gelegentlich bewußt herbeiführt, wie z. B. bei Hochspannungskabeln. Man versieht diese dann mit einer nicht vollständig geschlossenen Bandeisenbewehrung, welche das Unterschreiten bestimmter Krümmungshalbmesser unterbindet, indem sich die Windungslücken der Bewehrung bei Biegung einseitig schließen[21]).

Es erscheint jedoch vorläufig noch müßig, diese Einflüsse rechnerisch zu weitgehend verfolgen zu wollen, denn es wurde einerseits gezeigt, daß bei den meisten heut gebauten Drahtseilbahnen die Biegungsbeanspruchungen im Tragseil sich in unschädlichen Grenzen halten. Vor allem aber wird sich zeigen, daß die bislang noch nicht untersuchte Oberflächenpressung einen solchen entscheidenden Einfluß auf die Lebensdauer der Tragseile hat, daß ihre Kenntnis und ihre Verringerung von größter Wichtigkeit erscheint.

Abschnitt 2. Die Regeln der Praxis für die Bemessung von Tragseilen.

Ehe jedoch näher auf die Flächenpressung eingegangen wird, soll zuvor noch angegeben werden, nach welchen Gesichtspunkten, da die Theorie bisher noch keine Lösung gebracht hat[22]), praktisch die Tragseile bemessen werden, denn

[21]) Siehe „Felten & Guilleaume Carlswerk AG., Köln-Mühlheim" Verlag Organisation, Berlin 1931, Seite 53.

[22]) Die Angaben von Findeis (24), die den weitestgehenden theoretischen Versuch in dieser Hinsicht darstellen, führen auf praktisch wesentlich zu dünne Seile. Diese hätten also eine unzulässig kurze Lebensdauer. Für das oben durchgerechnete Beispiel mit einem Seil von 26,3 mm ∅ würde nach Findeis, S. 76—80, ein Seil von 15 mm ∅ genügen. Dabei beruhen die Gleichungen auf Seite 76 des Werkes von Findeis sogar noch auf teilweise irrtümlichen Voraussetzungen, bei deren Richtigstellung der Durchmesser noch geringer ausfallen würde. Auch macht Findeis keinen Unterschied zwischen Spiral- und verschlossenen Seilen. Diese für die Praxis falschen Ergebnisse beweisen eben wieder nur, daß die Halt-

irgendwie mußte die Seilbahnindustrie sich ja in den 60 Jahren ihres Bestehens behelfen.

Diese Angaben sind für Lastenbahnen in der Literatur bisher überhaupt noch nicht zu finden, für Personenschwebebahnen und Kabelkrane sind sie nur bruchstückweise bekannt geworden.

A. Lastenseilbahnen.

Man unterscheidet in der Praxis zwischen den behördlichen Vorschriften und den aus den Erfahrungen des Seilbahnbauers hervorgegangenen Regeln für die Bemessung der Tragseile.

Die Behörden begnügen sich bei Drahtseilbahnen, die dem reinen Lastenverkehr dienen, im allgemeinen mit dem Nachweis einer vierfachen „Sicherheit" auf Zug. Hierbei wird als Festigkeit der Tragseile seine rechnerische Zerreißfestigkeit (unter Vernachlässigung des Verseilungsfaktors) und als Zugspannung (unter Vernachlässigung der Spannungszunahme durch Reibung auf den Stützen, Höhenunterschiede usw.) die durch das Spanngewicht hervorgerufene der Rechnung zugrunde gelegt.

Gelegentlich wird bei Berücksichtigung dieser letztgenannten Spannungszunahmen eine Zugsicherheit von mindestens 3 vorgeschrieben, sodaß sich aus dem Unterschied der zulässigen Anspannung am Spanngewicht (gleich $\frac{Kz}{4}$) und der am entgegengesetzten Ende, der Verankerung, (gleich $\frac{Kz}{3}$) bei einem Reibungswert von 0,10 bis 0,15 die zulässige Länge der Spannstrecke errechnen läßt.

Da diese behördlichen Vorschriften aber noch keinen Zusammenhang zwischen der Wagen- oder Radlast und dem Seildurchmesser sowie Festigkeit und gewünschter Lebensdauer des Tragseiles vermitteln, so bleibt die Auswahl der eigentlichen Seilabmessungen den Drahtseilbahnherstellern überlassen. Bei diesen sind dafür verschiedene Methoden in Gebrauch, die meist auf Faustregeln und Erfahrungswerten

barkeit der Tragseile nicht von der Biegungsspannung abhängig ist, wie Findeis annimmt, und daß praktisch brauchbare Seile mit Abmessungen entsprechend den im durchgerechneten Beispiel gegebenen in bezug auf Biegung weit überdimensioniert sind.

aufbauen. So kann nachstehende etwa als typisches Beispiel angesehen werden. Sie gilt aber natürlich wie alle Faustregeln nur für übliche Verhältnisse[23]).

Es werden dabei folgende Bezeichnungen eingeführt:

d = Seildurchmesser in mm,
g_v = Metergewicht des vollverschlossenen Seiles von 120 kg/mm² spez. Festigkeit,
g_{sp} = Metergewicht des Spiralseiles von 145 kg/mm² spez. Festigkeit,
D = Raddurchmesser in mm,
n = Laufradzahl jedes Laufwerkes oder Kupplers,
p = Gesamtgewicht des beladenen Seilbahnwagens in kg einschließlich etwaigen Zusatzbelastungen durch das Zugseil,
t = Stundenleistung der Anlage in to.

Dann gilt für vollverschlossene Seile von 120 kg/mm² spez. Festigkeit:

$$g_v = \left(\frac{P}{100} + 0{,}25\ t \cdot P \cdot 10^{-4}\right) \frac{2}{1 + \frac{n}{2}} \cdot \frac{250}{125 + \frac{D}{2}} \qquad (5a)$$

$$d_v = \sqrt{175\ g_v} \qquad (5b)$$

Für Spiralseile von 145 kg/mm² spez. Festigkeit gilt:

$$g_{sp} = \left(0{,}75\ \frac{P}{100} + 0{,}25\ t \cdot P \cdot 10^{-4}\right) \frac{2}{1 + \frac{n}{2}} \cdot \frac{250}{125 + \frac{D}{2}} \qquad (6a)$$

$$d_{sp} = \sqrt{200\ g_{sp}} \qquad (6b)$$

Die so gefundenen Seildurchmesser werden natürlich noch mit Rücksicht auf wirtschaftliche Bedingungen, gewünschte Lebensdauer der Anlage u. a. m. um mehrere Millimeter vergrößert oder verkleinert. Auch sei bemerkt, daß die Formeln nur für das Seil gelten, auf dem die gefüllten Wagen fahren; wollte man das zweite Tragseil, auf dem also die leeren Wagen zurückkehren, nach denselben Grundsätzen bemessen, so würde es nur eine wesentlich geringere Anzahl von Last-

[23]) Diese Regeln werden auch von den Drahtseilbahnen bauenden Firmen meist streng geheim gehalten, da es sich eben um empirische Gesetze handelt.

wechseln aushalten als das Vollseil. Unter einen gewissen Wert des Durchmessers kann man für das sogenannte Leerseil auch bei leichtesten Lasten nicht heruntergehen, eine Tatsache, für die später noch eine Erklärung gegeben werden soll.

Eine wesentlich einfachere Formel geben Ceretti & Tanfani, Mailand, an, nach der sein soll[24]):

$$d_r = 0{,}9 \sqrt{P} \qquad (7)$$

$$d_{sp} = \sqrt{P} \qquad (8)$$

Der einfache Aufbau dieser Formeln, die wahrscheinlich auch nur für Vierradkuppler gelten dürften, zeigt schon, daß sie wohl nur für ganz grobe Ueberschlagsrechnungen und für üblichste Verhältnisse gedacht sind, denn sie führen sonst auf zu unwahrscheinliche Werte.

Dagegen stellen die Formeln (5) und (6) schon einen bedeutenden Fortschritt gegenüber diesen und gegenüber den theoretischen Ableitungen dar, insofern als sie nicht mehr die Biegungsspannungen allein für die Bemessung des Seildurchmessers zugrunde legen, sondern den Einfluß des Raddurchmessers (allerdings in übertriebenem Maße), die Laufradzahl und den Unterschied zwischen verschlossenen und Spiralseilen einführen, alles Faktoren, die für die Höhe der Flächenpressung von Bedeutung sind.

In der Hauptsache machen diese Formeln allerdings den Seildurchmesser von dem Wagengewicht und weniger von dem Raddruck abhängig. Infolgedessen wird bei einem Vierradlaufwerk gegenüber einem Zweiradlaufwerk bei gleichbleibender Gesamtlast das Metergewicht und damit der tragende Querschnitt erst auf $^2/_3$ herabgesetzt, sodaß σ_b ebenfalls vermindert wird, und zwar nach Gleichung (1) auf $^3/_4$ seines Wertes. Verteilt man dieselbe Last P jedoch auf zwei Zweiradlaufwerke statt eines Vierradlaufwerkes, so genügt nach diesen Formeln der halbe Seilquerschnitt, womit σ_b konstant bliebe. Es bleibt zwar somit ein genügender Spielraum für die Ueberdeckung der Biegungseinflüsse der Räder, aber ob diese Auswirkung beabsichtigt war, und ob man ihnen überhaupt eine theoretische Erklärung unterlegen kann, ist stark zu be-

[24]) Siehe G. Chr. Mehrtens, „Der Eisenbau", Jahrgang 1915, Seite 99.

zweifeln, da sie immerhin schon mehrere Jahrzehnte alt und wahrscheinlich schon vor der Isaachsenschen Veröffentlichung entstanden sind.

Auch die Einführung der Stundenleistung t anstelle der Gesamtzahl der gewünschten Biegungswechsel, also der Lebensdauer in Jahren, ist als nicht glücklich zu bezeichnen. Aber auch hier ist eben wieder zu bedenken, daß die Formeln in einer Zeit entstanden, als höchste Wirtschaftlichkeit und restlose Ausnutzung aller gegebenen Möglichkeiten noch nicht so im Vordergrund der Ueberlegungen stand wie heut.

Einen ähnlichen Aufbau dürften die meisten für Lastenbahnen in der Praxis benutzten Formeln haben. Sie werden aber, wie gesagt, meist geheim gehalten, wie es in allen Gebieten der Technik der Fall ist, wo die fehlenden wissenschaftlichen Unterlagen durch die Erfahrung ersetzt werden sollen.

B. Personenschwebebahnen.

Für die Bemessung der Tragseile von Personenschwebebahnen bestehen mit Rücksicht auf die dabei einzugehende Verantwortung seit einigen Jahren in verschiedenen Ländern Vorschriften. Auch sie gelten allerdings, wie z. B. besonders in Oesterreich, wo sie für jede neue Bahn neu aufgestellt werden, nur innerhalb bestimmter enger Grenzen. Allgemeine Rückschlüsse kann man aus ihnen also kaum ziehen. Auch sind die danach gebauten Bahnen noch zu jung und ist der Betrieb auf Personenschwebebahnen zu wenig intensiv, als daß man über ihre Bewährung ein Urteil abgeben könnte.

Wie gering die Personenbahntragseile beansprucht werden, ersieht man daraus, daß z. B. die Jahresbruttoleistung nur etwa 20 000 bis 25 000 to beträgt bei einer höchstbeanspruchten Personenschwebebahn der Bauart Bleichert-Zuegg, wie etwa der Pfänderbahn bei Bregenz, die im Jahr bestenfalls 200 000 Fahrgäste in durchschnittlich halb besetzten Wagen und dazu gewisse Materialmengen befördert. Da solche Bahnen mit zwei Tragseilen und einem Wagen für jedes Tragseil ausgerüstet sind, entfallen auf jedes Seil bei achträdrigem Wagen 80 000 Radübergänge pro Jahr. Demgegenüber sind bei Lastbahnen Jahresbruttoleistungen von einer Million Tonnen keine Seltenheit, was etwa 3 bis 4 Millionen Lastwechseln

entspricht, wenn eine solche Bahn mit den üblichen Vierradkupplern von 1000 bis 1300 kg Bruttogewicht ausgerüstet ist.

Die Bauvorschriften für Personenbahnen legen nun im Allgemeinen das Verhältnis K_z rechn. zu S_{max} fest, also das Verhältnis zwischen der rechnerischen Zerreißfestigkeit des Tragseils und der höchsten in ihm auftretenden Zugspannung. Für letztere sind das Spanngewicht, die Stützenreibung und Höhenunterschiede der Strecke zu berücksichtigen. Dazu ist in einzelnen Ländern noch die Biegungsspannung nachzuweisen, und zwar in Oesterreich nach Gleichung (1), in Italien und den nach italienischen Vorschriften gehenden Ländern nach derselben Gleichung (1), aber unter Einsetzung eines besonderen „Seilelastizitätsmoduls". Dieser entsteht aus der Elastizitätsziffer des Drahtmaterials durch Multiplikation mit 0,5[25]).

Das wesentliche Kennzeichen der meisten Bauvorschriften ist aber, daß außerdem noch das Verhältnis Q_{max} zu S_{min} festgelegt wird, also das Verhältnis zwischen dem größten möglichen Raddruck und der kleinsten Zugspannung im Tragseil. Damit werden für einen gegebenen Raddruck Seilfestigkeit und Seildurchmesser eindeutig bestimmt.

Die Hauptgruppen dieser Vorschriften für den Bau von Personenschwebebahnen sind in Zahlentafel 1 aufgeführt.

Durch die Festlegung des Wertes $Q_{max} : S_{min}$ wird für alle Anlagen gleichmäßig die Biegungsspannung σ_b nur noch von $\sqrt{k_z}$ abhängig ohne Rücksicht auf Wagengewicht und Anzahl der Räder, nur in geringem Maße beeinflußt nach Gleichung (2) von dem Radstand.

Da Personenschwebebahnen meistens Seile mit einer spezifischen Festigkeit von $k_z = 165$ kg/mm² verwenden, erreicht die Biegungsspannung einen Wert von etwa 10 bis 12 kg/mm². Man bewegt sich also auch hier, wenn wir für die Beurteilung wieder Abb. 5a heranziehen, in einem Gebiet der Wechselspannung mit $\sigma_b : \sigma_w$ gleich 80 bis 90% und $\sigma_w = 50$ kg/mm², wo eine frühzeitige Schädigung des Seils durch Dauerbiegung ausgeschlossen erscheint.

---

[25]) Die Unhaltbarkeit dieses Faktors ergibt sich bei Tragseilen bereits aus der Unverschiebbarkeit der Drähte. Hierzu siehe auch z. B. Benoit (1), Woernle (6, 23). Auch Stephan (22) kommt nachträglich zu dieser Auffassung, siehe Fördertechnik und Frachtverkehr 1926, Seite 14, Fußnote.

Zahlentafel 1.

Land	„Sicherheitsfaktor" nur Zug	„Sicherheitsfaktor" Zug und Biegung	Raddruck $\frac{Q_{max}}{S_{min}}$	Gültig für
Deutschland (nur verschlossene Seile)	3,5 3,5	— —	$^1/_{100}$ $^1/_{80}$	Pendelbahnen Umlaufbahnen
Oesterreich (nur Litzenspiralseile)	4,0	3,1	$^1/_{80}$	Pendelbahnen
Italien	— —	3,5 3,0*)	— —	Raddrücke bis 500 kg
Schweiz	5,5*)	—	$^1/_{80}$	Pendelbahnen

*) Dieser Wert des „Sicherheitsfaktors" muß bei Ablegen der Seile im abgenutzten Seil noch vorhanden sein.

Nur bei den Schweizer Personenbahnen liegen die Verhältnisse ungünstiger und sie sollen daher noch später anhand der Ausführungsdaten einer solchen Bahn geprüft werden.

C. Kabelkrane.

Im Gegensatz zu den vorgenannten Ausführungen wird hier der Durchmesser des Tragseils mit Rücksicht auf den Durchhang f bestimmt. Dieser Durchhang f soll bei Lagerplatzkabelkranen[28]) $\frac{1}{40}$ der Spannweite L nicht überschreiten. Bei Steinbruch- oder Baukabelkranen und ähnlichen Anlagen wird f $\frac{L}{25}$ gemacht. Sind keine bedeutenden Höhenunterschiede zwischen den beiden Enden der Seillinie vorhanden, so kann man das Tragseil mit einem Metergewicht g durch sein Eigengewicht g · L und eine angenäherte Einzellast P in der Mitte belastet rechnen und somit setzen:

$$f = \frac{L}{4} \cdot \frac{P + 0{,}5\,L \cdot g}{S} \tag{9}$$

$$S = \frac{L}{4} \cdot \frac{P + 0{,}5\,L \cdot g}{f}$$

$$= 10\,P + 5\,L \cdot g \tag{10}$$

[28]) Also bei Anlagen im ebenen Gelände und ohne Gruben, deren Turmhöhe wesentlich durch den Seildurchhang bestimmt wird.

Aus der Seilspannung S ergibt sich der gesuchte Seildurchmesser, wenn der Zugsicherheitsfaktor $\frac{K_z \text{ rechn}}{S}$ wie üblich gleich 4 gesetzt wird.

Der Raddruck Q wird hier im Gegensatz zu Seilbahnen sehr hoch zugelassen. Auch wird er nicht mit Rücksicht auf die Seilspannung oder dergl. ausgewählt, sondern man macht ihn im allgemeinen durch Anordnung einer entsprechenden Anzahl von Laufrädern gleich 1000 kg — natürlich mit von Fall zu Fall bedingten Abweichungen. Bei Kranen, die selten die Höchstlast zu befördern haben, geht man sogar bis auf $Q_{max} = 2000$ kg.

Infolgedessen ist auch der Wert von σ_b und der von $\sigma_r : \sigma_o$ für jeden Einzelfall verschieden, und zwar umgekehrt proportional dem Seilquerschnitt F. Für den üblichen Raddruck von Q = 1000 kg geht nämlich Gleichung (1) über in:

$$\sigma_b = \frac{1000}{F} \cdot \sqrt{\frac{4\,E}{K_z}} \qquad (11)$$

σ_b und damit $\sigma_r : \sigma_o$ werden also bei Anlagen mit geringer Spannweite und entsprechend dünnen Seilen am ungünstigsten. Dabei ist noch zu beachten, daß Kabelkrane meist auch keine automatische Spannvorrichtung haben, da außer bei sehr großen Anlagen die Tragseile an beiden Türmen fest verankert sind. Damit werden S und σ_z, also auch $\sigma_r : \sigma_o$, noch von der Größe der zu befördernden Last und von der Laststellung (ob in der Mitte der Spannweite oder näher an den Türmen) abhängig.

Daß Kabelkrantragseile trotz dieser ungünstigen Bedingungen Lebensalter erreichen können, die denen von Drahtseilbahnen vergleichbar sind, beweist wiederum, daß die Biegungsspannung nicht den bisher angenommenen maßgebenden Einfluß auf die Lebensdauer der Tragseile haben kann.

Es soll also nun zunächst die Flächenpressung zwischen Laufrad und Tragseil näher untersucht werden, um, wenn möglich, deren Einfluß auf die Lebensdauer zu finden.

Abschnitt 3. Die Flächenpressung zwischen Laufrad und Tragseil.

Auf die Flächenpressung zwischen Rad oder Rolle und Seil ist zwar in der Literatur schon verschiedentlich hinge-

wiesen worden, z. B. von Biggart[27]). Von Woernle wird sie auch für Zugseile erwähnt[28]), obwohl bei diesen, wie eingangs erwähnt, die Biegung und die Verformung in den Scheibenrillen eine mindestens ebenso große Rolle für die Zerstörung zu spielen scheint wie die Flächenpressung. Ferner wird auf diese gelegentlich auch durch C. v. Bach in den Forschungsarbeiten des VDI hingewiesen, sowie schließlich auch von O. Wahrenberger[29]) und Anderen. Eine genaue Betrachtung dieser Flächenpressung, die man als „Verschleiß" abtat, ist jedoch anscheinend bisher nicht vorgenommen worden. Die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen bewegen sich daher größtenteils auf Neuland und sind deshalb auch in mancher Beziehung noch ergänzungsbedürftig.

Vergleichsweise sei noch erwähnt, daß die Flächenpressung zwischen Rad und Laufbahn auch bei Schienenfahrzeugen eine große Rolle spielt. Insbesondere erreichte sie bedenkliche Höhe bei den Projekten für Einschienenkreiselbahnen, wo mit Rücksicht auf das Schrägstellen der Wagen in den Kurven die Schienenoberkanten und die Radreifen gegeneinander abgerundet sein mußten[30]).

Aehnliche Verhältnisse liegen ferner auch bei Kugellagern vor. Bei diesen erreicht die Pressung zwischen Kugeln und Laufringen ganz bedeutende Werte und ist einzig und allein maßgebend für die Lebensdauer der Kugellager.

A. Die Hertzschen Ableitungen.

Für die Höhe der Flächenpressung zwischen Laufrad und Tragseil sind nun offenbar die folgenden Faktoren maßgebend:

1. Die Radlast,
2. Die Werkstoffeigenschaften der beiden Körper Seil (oder Draht) und Laufrad,
3. Die Form der beiden Körper, und zwar erstens insofern, ob das Rad in einem oder mehreren Punkten das Seil be-

---

[27]) Siehe Benoit „Die Drahtseilfrage" (1) Seite 93, Anmerkung.
[28]) Dissertation (6) Seite 48 ff., Punkt 9 und 10.
[29]) Siehe ZdVDI 1915 Nr. 30.
[30]) Hierauf hat z. B. Prof. Barkhausen, Hannover, in seinem Gutachten über die Kreiselbahnen 1910 hingewiesen.

rührt, und zweitens, wie groß die beiden Hauptkrümmungen und deren gegenseitige Lage für jeden Körper an der Berührungsstelle sind.

Eine Rolle scheint auch die Form der Körper außerhalb der Berührungsstelle zu spielen und zwar ähnlich, aber in umgekehrten Sinne, als es bei der Oberflächenhärte der Fall ist. Dieser Einfluß ist jedoch noch nicht genauer untersucht.

Für die rechnerische Ermittlung dieser Flächenpressungen stehen nun die Ableitungen zur Verfügung, die Heinrich Hertz aufstellte, und die unter dem Titel „Ueber die Berührung elastischer Körper" in seinen „Gesammelten Werken", Band 1, Seite 157 und Seite 180 veröffentlicht wurden.

Die Ergebnisse dieser Ableitungen sollen nachstehend kurz aufgeführt werden, da sie nicht allgemein zugänglich sind. Teilweise abweichend von Hertz werden dabei folgende Bezeichnungen eingeführt, siehe auch Abb. 6:

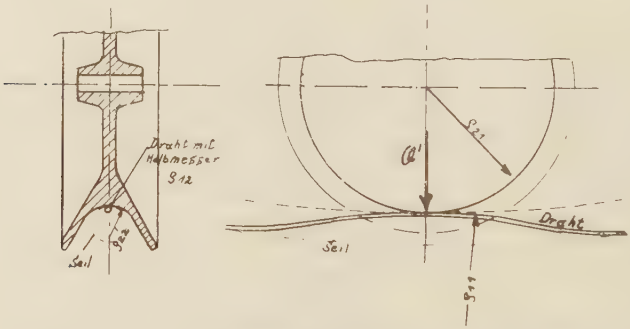

Abbildung 6: Krümmungshalbmesser zwischen Laufrad und Tragseildraht.

ϱ_{11}, ϱ_{12} die beiden Hauptkrümmungshalbmesser des berührten Seildrahtes in cm,

R_{11}, R_{12} die entsprechenden Hauptkrümmungen in cm $^{-1}$

ϱ_{21}, ϱ_{22} die beiden Hauptkrümmungshalbmesser der Radrille in cm,

R_{21}, R_{22} die entsprechenden Hauptkrümmungen in cm $^{-1}$,

ω der Winkel zwischen den beiden Ebenen von R_{11} und R_{21},

NB. Die ϱ und R seien dann positiv gerechnet, wenn die zugehörigen Mittelpunkte im Innern der betreffenden Körper liegen, sonst negativ.

Q' der auf jeden Berührungspunkt entfallende Anteil des Raddruckes in kg,

p die spezifische Flächenpressung in kg/mm²,

a, b die beiden Hauptachsen der Berührungsfläche in mm,

m die Poissonsche Zahl, gleich $\frac{10}{3}$ für Stahl,

E die Elastizitätszahl, gleich $2{,}15 \cdot 10^6$ kg/cm²,

ϑ_1, ϑ_2 besondere Elastizitätswerte der beiden Körper, wobei für jeden mit den entsprechenden Indices 1 oder 2 gilt:

$$\vartheta = \frac{K(1+2\theta)}{2(1+\theta)}, \text{ worin wiederum ist}$$

$$\theta = \frac{1}{m-2}$$

$$K = 0{,}5\,E\,\frac{1+2\theta}{1+3\theta}$$

Da Seildraht und Rad aus Stahl sind, wird mit den angegebenen Werten für m und E:

$$\vartheta_1 = \vartheta_2 = \vartheta = \frac{4}{E}\left(1 - \frac{1}{m^2}\right) = 1{,}693 \cdot 10^{-6} \text{ cm}^2/\text{kg}.$$

Ferner führt Hertz die Hilfswerte A, B und τ ein. Diese sind:

$$2(A+B) = \Sigma R \tag{12}$$

$$2(A-B) = \sqrt{(R_{11}-R_{12})^2 + 2(R_{11}-R_{12})(R_{21}-R_{22})\cos 2\omega + (R_{21}-R_{22})^2} \tag{13}$$

In Sonderfällen, wo $\omega = 0$ wird, also $\cos 2\omega = 1$, geht Gleichung (13) über in:

$$2(A-B) = (R_{11}-R_{12}) + (R_{21}-R_{22}) \tag{13a}$$

Aus Gleichung (12) und (13) oder (13a) ergibt sich der Hilfswinkel τ zu:

$$\cos\tau = \frac{A-B}{A+B} \tag{14}$$

Schließlich sind die Halbachsen der Berührungsellipse, auf deren Ermittlung es uns ankommt, in cm gemessen:

$$a = \mu \sqrt[3]{\frac{3\,Q'\,(\vartheta_1 + \vartheta_2)}{8 \cdot 2\,(A + B)}} \qquad (15)$$

Mit dem oben angegebenen Wert von ϑ, und wenn wir der Einfachheit halber a und b in Millimetern erhalten wollen, wird:

$$a = \mu \sqrt[3]{\frac{750\,Q' \cdot \vartheta}{\Sigma R}} \qquad (16)$$

$$b = \frac{a \cdot \nu}{\mu} \qquad (17)$$

Hierbei sind μ und ν weitere Hilfswerte, die gemäß einer von Hertz (30) berechneten Tabelle durch den Hilfswinkel τ eindeutig bestimmt sind. Diese Tabelle ist der Vollständigkeit halber in Zahlentafel 2 wiedergegeben.

Zahlentafel 2:

τ^0	90	80	70	60	50	40	30	20	10	0
μ	1,000	1,128	1,284	1,486	1,754	2,136	2,731	3,778	6,612	∞
ν	1,000	0,893	0,802	0,717	0,641	0,567	0,493	0,408	0,319	0

Danach steigt also μ von 1 auf ∞, wenn τ von 90 auf 0^0 fällt, während gleichzeitig ν von 1 auf 0 fällt.

Da für $\tau = 90^0$ $\mu = \nu = 1$ ist, wird hier $a = b$, und die Berührungsellipse geht in einen Kreis über. Dies ist der Sonderfall der Berührung zwischen Kugel und Kugel, zwischen Kugel und Ebene und schließlich zwischen einem Zylinder und einem aus demselben Werkstoff hergestellten Zylinder gleichen Durchmessers, der senkrecht zu dem ersten gekreuzt wird. In allen übrigen Fällen ist die Berührungsfläche eine Ellipse.

Die über die Berührungsfläche gleichmäßig verteilt gedachte „mittlere" Flächenpressung p_{mittl} wird dann:

$$p_{mittl} = \frac{Q'}{\pi\,a\,b} \qquad (18)$$

Die Druckspannungen nehmen vom Rande der Berührungsellipse, wo sie gleich Null sind, nach der Mitte hin zu wie die Ordinaten eines über der Druckellipse stehenden Ellipsoides. Hieraus folgt der Höchstwert p_{max} des Berührungsdruckes

$$p_{max} = 1{,}5\ p_{mittl} \qquad (19)$$

Ehe wir nun zur Anwendung dieser Ableitungen gehen, sollen noch ihre Voraussetzungen und Gültigkeitsgrenzen näher betrachtet werden. Es sind dies folgende:

1. Die Körper müssen isotrop sein.
2. Sie müssen der Hookeschen Voraussetzung entsprechen, es muß also E konstant sein und es dürfen keine bleibenden Formänderungen auftreten.
3. Es dürfen nur Kräfte senkrecht zur Berührungsfläche wirksam sein.
4. Die Druckflächen müssen klein gegen die Gesamtflächen der Körper sein.

Voraussetzung 1. Diese Forderung dürfte für den Drahtwerkstoff im allgemeinen erfüllt sein, da er zwischen jedem einzelnen Ziehvorgang geglüht oder gebeizt wird und da infolge der ganzen Herstellungsart ein gleichmäßiges Gefüge gesichert ist.

Auch auf die Laufräder dürfte Voraussetzung 1 meist zutreffen, da hierfür mit geringen Ausnahmen hochwertiger Stahlguß, etwa entsprechend DIN Stg. 60.81, seltener auch DIN Stg. 52.81, verwendet wird, der nach dem Gießen gut durchgeglüht wird[31]).

Voraussetzung 2. Um die Einhaltung oder Nichteinhaltung dieser Voraussetzung überblicken zu können, muß etwas weiter ausgeholt werden, denn aus den beim Zugversuch festgestellten Eigenschaften eines Werkstoffes kann noch nicht ohne weiteres auf sein Verhalten bei der hier auftretenden Beanspruchung geschlossen werden. Die Eindringungswiderstand eines Körpers ist nämlich verschieden von seinem Widerstand gegen Zugkräfte. E. Meyer[32]) stellt fest, daß die Kurve des Eindringungswiderstandes zwar der Zug-Dehnungskurve ähnelt, aber mit dem Unterschied, daß sie bei fast allen spröden Körpern über eine Fließgrenze hinaus verfolgt werden kann, da diese Körper unter allseitigem Druck bildsam werden, und daß ferner ein Endpunkt der Eindringungs-

---

[31]) Dagegen werden z. B. bei den Personenschwebebahnen System Bleichert-Zuegg die Laufräder mit Vollgummireifen, einzelne auch mit Nickelreifen versehen.

[32]) Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Heft 65/66: „Untersuchungen über Härteprüfung und Härte.

widerstandskurve, etwa der Zerreißgrenze entsprechend, nicht gegeben werden kann (außer bei einigen Glassorten, bei denen dieser Punkt durch Auftreten von kreisförmigen Sprüngen um die Druckfläche herum gekennzeichnet ist, was auch Hertz schon beobachtete).

Diese große Druckwiderstandsfähigkeit erklärt sich dadurch, daß der Spannungszustand ein dreidimensionaler ist, solange Voraussetzung 4 zutrifft. Außer dem Druck in der Hauptrichtung x treten also noch Drücke in den zu x räumlich senkrechten Richtungen y und z auf, sodaß der Werkstoff in allen drei Richtungen zusammengedrückt wird und sein Zustand sich dem hydrostatischen nähert. (Siehe auch Abbildung 7). Die Größe dieser Spannungen nach den Richtungen y und z ist von Hertz für den Fall bestimmt worden, daß die Druckfläche ein Kreis ist. Dann sind beide Spannungen gleich groß und verhalten sich, wenn sie mit p_y und p_z bezeichnet werden, zu p_x wie $\frac{1 + 4\,\theta}{2\,(1 + 2\,\theta)}$ zu 1.

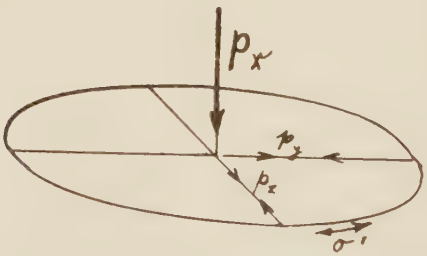

Abbildung 7: Spannungsverteilung in der Druckellipse.

Bei Stahl ist also

$$p_y = p_z = \frac{4}{5}\, p_x \qquad (20)$$

Für die Formänderungen in einem solchen dreidimensionalen Spannungszustand hat nun C. v. Bach festgestellt[33]), daß die Zusammendrückung e in der Hauptrichtung x wird:

[33]) „Elastizität und Festigkeit", 1917, S. 17.

$$\varepsilon = \frac{1}{E}\left(p_x - (p_y + p_z)\frac{1}{m}\right) \tag{21}$$

oder mit $p_y = p_z = \frac{4}{5}\, p_x$:

$$\varepsilon = 0{,}52\,\frac{p_x}{E} \tag{21 a}$$

Um also eine Zusammendrückung zu erzielen, die man bei eindimensionalem Spannungszustand mit p_x erreichen würde, muß demnach eine $\frac{1}{0{,}52} = 1{,}92$ fache Hauptspannung p_x erzeugt werden.

Hieraus ergibt sich bereits, daß die Voraussetzung 2 erfüllt ist, und daß die Hertzschen Ableitungen anwendbar sind, solange die Spannungen sich unter dem doppelten Wert der Zugstreckgrenze halten, falls der Werkstoff sonst der Hookeschen Voraussetzung entspricht. Letzteres trifft auf Stahlgußlaufrad und Drahtseil natürlich ohne weiteres zu.

Wieweit darüber hinaus die Ableitungen angenähert anwendbar sind, ist bereits an verschiedene Stellen experimentell untersucht worden, wie z. B. von Stribeck (34), E. Rasch (35) und C. Berndt (36), da von den Hertzschen Ableitungen für die Beurteilung von Kugellagern und bei der Herstellung von Meßinstrumenten weitgehend Gebrauch gemacht wird. Die diesbezügliche Auswertung der von Stribeck an Gußstahlkugeln vorgenommenen Versuche zeigt[34]), daß mit nur wenigen Prozent Abweichungen die Hertzschen Gleichungen sogar bis zur fünffachen Zug-Proportionalitätsgrenze (welchen Betrag man sich als die Proportionalitätsgrenze bei Druck von Kugel auf Kugel vorstellen kann) Gültigkeit haben.

Nach den Versuchen von E. Rasch (35) ergibt sich sogar — ebenfalls bei Druck von Kugel auf Kugel — bei den höheren Belastungen bis zum Bruch der untersuchten Kugeln eine fast völlige Uebereinstimmung zwischen Rechnung und Versuch, wenn in Gleichung (16) statt der gemeinsamen Potenz 0,333 für die Größen Q', ϑ und ΣR eingeführt werden die Potenz 0,38474 für Q' und ϑ, sowie die Potenz 0,23052 für ΣR. Hierbei ist $3 \cdot 0{,}333 = 2 \cdot 0{,}38474 + 1 \cdot 0{,}23052 = 1$.

[34]) Siehe Stellrecht (33) S. 12.

Den Wert $\mu \cdot \frac{3}{750}$ faßt Rasch in eine durch Versuche zu bestimmende Konstante zusammen.[35])

Auf die Berührung zwischen Seil und Rad angewandt wird sich allerdings zeigen, daß unter den heut üblichen Verhältnissen, insbesondere bei Spiralseilen, die Flächenpressung so außerordentlich hoch wird, daß die Voraussetzung 2 kaum mehr als erfüllt anzusehen ist. Es bedeutet dies eben nichts anderes als die bekannte Tatsache, daß bei Tragseilen die zulässigen Beanspruchungen überschritten werden, womit zum ersten Male der rechnerische Nachweis erbracht werden kann, warum Tragseile vorzeitig zerstört werden müssen.

Voraussetzung 3. Diese Forderung ist nur streng erfüllt, wenn beide Körper von gleichem Werkstoff und gleicher Gestalt sind und sich gegeneinander in Ruhe befinden. Ist der eine Körper härter als der andere, so sinkt er in diesen ein, wobei Reibungskräfte auftreten, die in der Rechnung nicht berücksichtigt sind, ebenso, wenn sie sich gegeneinander bewegen. Diese Voraussetzung wird also bei Tragseilen nicht streng erfüllt sein, doch scheint hiervon das Ergebnis wenig beeinflußt zu werden.

Voraussetzung 4. Von der Erfüllung dieser Voraussetzung ist, wie erwähnt, die Höhe der zulässigen Beanspruchung abhängig. Wird nämlich die Berührungsfläche im Verhältnis zur Gesamtoberfläche groß, oder erreicht sie gar deren Begrenzungsränder, so geht der dreidimensionale Spannungszustand in einen eindimensionalen über, für den keine höheren Spannungen zulässig sind, als den beim Zugversuch ermittelten Festigkeiten entspricht. Hertz gibt z. B. als Grenze für Kugeln an, daß der Halbmesser der Berührungsfläche höchstens $^1/_{10}$ des Kugelhalbmessers werden dürfte.

Das spätere Zahlenbeispiel wird zeigen, daß die Halbmesser der Berührungsflächen zwischen Spiralseilen und Laufrad bei unabgenutzten Seilen, aber auch nur bei diesen, sich in solchen Grenzen halten, daß Voraussetzung 4 als erfüllt anzusehen ist.

---

[35]) Für das später durchgerechnete Beispiel ergibt eine Nachrechnung nach Rasch dasselbe Ergebnis wie der einfachere Hertzsche Ansatz, sodaß dieser beibehalten wurde.

B. Anwendung auf das Tragseil.

Nachdem also feststeht, inwieweit die Voraussetzungen der Hertzschen Ableitungen für den Fall der Tragseile zutreffen, soll nun die Rechnung durchgeführt werden und zwar für das Seite 13 beschriebene Spiralseil, dessen Daten auch in Zahlentafel 3 (Seite 56) nochmals zusammengestellt sind. Es war dies ein Spiralseil von 26,3 mm ∅ aus 37 Drähten von je 3,72 mm ∅ und einer Schlaglänge h von 246 mm. Die Belastung mit Q = 150 kg erfolge durch ein Laufrad von 175 mm ∅, welches einen Abrundungsradius im Rillengrund von 40 mm aufweise.

Es sei hier bemerkt, daß es bei Drahtseilbahnen mit Rücksicht auf die auf der Strecke zu überfahrenden Seilkupplungen üblich ist, den Rillengrund mit etwa dem dreifachen Seilhalbmesser auszurunden. Manche Firmen versehen dann noch den Rillengrund nach Abbildung 8 mit einer Hohlkehle, die der Seilrundung etwas besser angepaßt ist. Das bringt — allerdings nur bei verschlossenen und nicht bei Spiralseilen — eine wünschenswerte Verbesserung der Anschmiegung mit sich, sodaß man den etwas größeren Schlag beim Ueberfahren der Kupplungen in Kauf nehmen kann.

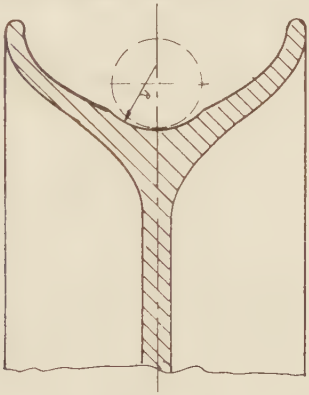

Abbildung 8: Laufrad mit Hohlkehle für verschlossene Seile.

Durch die später zu beschreibenden Versuche wurde nun zunächst festgestellt, daß das Rad mit 40 mm Rillenradius auf dem Spiralseil meist auf zwei Drähten gleichzeitig aufliegt, womit der Berührungsdruck Q' = 75 kg wird. Demnach sind folgende Werte in die Gleichungen (12) bis (19) einzusetzen, siehe auch Abb. 6:

R_{11}, die Krümmung des Drahtes im Seil: der entsprechende Halbmesser ϱ_{11} folgt aus dem Seildurchmesser d und der Schlaglänge h zu

$$\varrho_{11} = \frac{(\frac{d}{2})^2 + (\frac{h}{2\pi})^2}{\frac{d}{2}} = 13{,}03 \text{ cm}$$

$$R_{11} = \frac{1}{13{,}03} = 0{,}0768 \text{ cm}^{-1}$$

Hiervon ist noch die Krümmung des ganzen Seiles unter dem Rade abzuziehen. Diese ist mit

$$\varrho_{Seil} = \frac{E \cdot I}{\sigma_b \cdot W} = \frac{E \cdot d}{\sigma_b \cdot 2}$$

oder mit $\sigma_b = 11{,}70$ kg nach Seite 9:

$$R_{Seil} = 4{,}2 \cdot 10^{-4} \text{ cm}^{-1}$$

Es wird also

$$R_{11} = 0{,}076 \text{ cm}^{-1}.$$

R_{12}, die Krümmung des Drahtes senkrecht zu seiner Längsachse wird:

$$R_{12} = \frac{2}{0{,}372} \quad 5{,}405 \text{ cm}^{-1}.$$

R_{21}, die Krümmung des Rades in Fahrtrichtung wird:

$$R_{21} = \frac{2}{17{,}5} = 0{,}114 \text{ cm}^{-1}.$$

R_{22}, die Krümmung des Rades senkrecht zu seiner Fahrtrichtung ist:

$$R_{22} = -\frac{1}{4} = -0{,}25 \text{ cm}^{-1}$$

Es zeigt sich bereits hier beim Vergleich der einzelnen Krümmungen, daß der Raddurchmesser — dargestellt durch R_{21} — und für ein Spiralseil auch der Rillenhalbmesser des Laufrades — dargestellt durch R_{22} — von geringem Einfluß auf die Flächenpressung sind. Dagegen ist aber R_{12}, also die

Drahtstärke (nicht Seilstärke!) für die Pressung ausschlaggebend, und selbst eine bessere Anschmiegung der Rille an das Seil, wodurch bestenfalls im vorliegenden Falle $R_{22} - \frac{1}{1,5} = -0,667$ werden kann, verbessert die Verhältnisse gegenüber $R_{12} = 5,405$ nur in geringem Umfange.

Weiterhin wird der Winkel ω zwischen den Hauptkrümmungen, also hier der Steigungswinkel des Drahtes im Seil:

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{2 \pi d}{h} = 0,336$$

$$\omega = 18^{0}\ 33', \quad \cos 2\,\omega = 0,7976.$$

Setzen wir diese Werte in die Gleichungen (12) bis (14) ein, so wird:

$$2\,(A + B) = 5,345 \ \text{cm}^{-1}$$
$$(A - B) = 2,673 \ \text{cm}^{-1}$$
$$2\,(A - B) = 5,0422 \ \text{cm}^{-1}$$
$$(A - B) = 2,521 \ \text{cm}^{-1}$$
$$\cos \tau = \frac{A - B}{A + B} = 0,9431$$
$$\tau = 19^{0}\ 25'$$

Hieraus folgt durch Interpolation aus der Tabelle, Zahlentafel 2, Seite 40

$$\mu = 3,92,$$
$$\nu = 0,40.$$

Somit ergeben die Gleichungen (15) bis (19):

$$a = \mu \sqrt[3]{\frac{750\ Q'\ \vartheta}{\Sigma R}} = 1,026 \text{ mm}$$

$$b = \frac{a \cdot \mu}{\nu} = 0,106 \text{ mm}$$

$$p_{mittl} = \frac{Q'}{\pi\, a\, b} = 220 \text{ kg/mm}^2$$

$$p_{max} = 1,5\ p_{mittl} = 330 \text{ kg/mm}^2.$$

Es zeigt sich einmal hieraus, daß die Druckellipse mit einem Achsenverhältnis 1 : 10 sehr langgestreckt ist, aber vor allen Dingen, daß die spezifische Flächenpressung ganz außerordentlich hohe Werte annimmt, und zwar hauptsäch-

lich wegen des kleinen Drahtdurchmessers, also der großen Krümmung R_{12}.

Da die hier errechneten Werte gegenüber den sonst im Maschinenbau üblichen ganz ungewöhnlich groß sind und auch weit über der Zerreißfestigkeit des Werkstoffes liegen, so soll nunmehr nach Vorliegen des Zahlenwertes noch einmal auf die Voraussetzung 2 eingegangen werden.

Zunächst wollen wir, da es sich ja um kein Formänderungs- sondern ein Abnutzungsproblem handelt, uns also die Materialzerstörung interessiert, die Hertzschen Ableitungen bewußt über die Proportionalitätsgrenze hinaus anwenden, also die wenigen Prozent Abweichung in Kauf nehmen, die sich nach dem auf Seite 43 Gesagten zwischen Rechnung und Versuch gezeigt haben, und es wäre festzutsellen, da von einer eigentlichen Bruchgrenze nicht gesprochen werden kann, bei welchem Wert der Flächenpressung eine Zerstörung des Werkstoffes eintreten kann. Nach der Mohrschen Bruchtheorie ist nun diese Grenze bei einem dreidimensionalen Spannungszustand abhängig nicht von der Hauptspannung p_x selbst, sondern von der Differenz zwischen der Hauptspannung und den Nebenspannungen p_y oder p_z. Letztere wurden nach Gleichung (20) für Stahl und kreisförmige Berührungsfläche bestimmt zu

$$p_y = p_z = \frac{4}{5}\, p_x.$$

Nach der Mohrschen Theorie würde also eine Materialzerstörung unter diesen Umständen erst bei dem fünffachen Wert der Druckfestigkeit des eindimensionalen Spannungszustandes auftreten.

Außer den Druckkräften treten aber nun natürlich um die Druckflächen herum noch Zugspannungen auf, die etwa vergleichbar sind den Zugspannungen in der Wandung eines unter innerem Ueberdruck stehenden Gefäßes. Diese wurden, ebenfalls für Stahl und kreisförmige Berührungsfläche von Foeppl berechnet[38]). Er fand diese Zugspannungen σ' zu

$$\sigma' = 0{,}267\ p_{max} \qquad (22)$$

sodaß also die Zerstörung bereits bei einem Werte von p_{max} eintreten würde, der etwa das 3,7 fache der eindimensionalen Zugfestigkeit des betreffenden Werkstoffes ausmacht.

[38]) „Drang und Zwang" (32), Band 2, §§ 86 bis 90.

Für unseren Fall der stark elliptischen Berührungsflächen nun sind die mathematischen Darstellungen für $p_{//}$ und $p_{\perp}$ oder σ' bisher noch nicht gefunden worden. Es scheint aber sicher, daß insbesondere die Zugspannungen an den beiden Enden der Berührungsellipse höhere Werte als bei kreisförmiger Druckfläche annehmen. Um sich ein ungefähres Bild darüber zu machen, könnte man z. B. daran denken, die langgestreckte Ellipse als ein schmales Rechteck von der Länge $2a$ und der Breite $2b$ anzusehen. Ein solches Berührungsrechteck entstände etwa zwischen zwei Zylindern von der Länge $2a$, die sich entlang ihrer Mantellinien berühren. Es ist dies ein nur zweidimensionaler Spannungszustand, bei dem man das $4/\pi$ fache der spezifischen Zugfestigkeit als Grenze für p_{max} ansieht, wie später noch gezeigt wird. Dann dürfte es sicher sein, daß für unsere langgestreckten Ellipsen ein zwischen $4/\pi$ und 3,7 liegender Wert, also etwa 2 bis 3, für p_{max} in Frage käme, sodaß wir nunmehr setzen können:

$$p_{max} = 2 \text{ bis } 3\ k_z. \qquad (23)$$

Dabei scheint allerdings noch, wie erwähnt, auch die Form der Körper eine Rolle zu spielen, indem bei einem großen Körper ein höherer Druck zulässig sein dürfte als bei einem kleinen.

Für den Drahtwerkstoff ist nun $k_z = 142$ kg/mm², für das Stahlgußlaufrad 60 kg mm². Es scheint danach sicher, daß mit der Beanspruchung p_{max} 330 kg/mm² die Festigkeitsgrenze nicht nur im Dauerbetrieb, sondern auch schon bei einmaliger Berührung mindestens für das Laufrad überschritten ist. Daraus ergibt sich natürlich, daß die Druckellipse größer wird, als oben berechnet wurde, und zwar so groß, bis die gleichzeitig geringer werdende Flächenpressung innerhalb des für den Laufradwerkstoff Möglichen bleibt.

Auf alle Fälle ergibt die Rechnung einwandfrei, daß die zwischen Laufrad und Tragseil auftretenden Flächenpressungen beide zerstören müssen, zumal bei der Bewegung der Räder auf dem Seil gleitende Reibung unvermeidlich ist.

Abschnitt 4. Versuche über Seilabnutzung.

Um nun auch praktisch den Nachweis für den Einfluß der Flächenpressung auf die Lebensdauer der Tragseile zu

bringen, wurden vom Verfasser in dem Laboratorium des Lehrstuhls für Lasthebemaschinen an der Technischen Hochschule Breslau Versuche angestellt und zwar nach folgenden Gesichtspunkten:

A. Versuchsprogramm.

1. Zunächst wurde ein Spiralseil mit den Abmessungen des Rechenbeispiels durch ein Laufwerk im Dauerbetrieb befahren, wobei alle Verhältnisse denen der Praxis möglichst angenähert wurden. Bei diesem Versuch sollte durch direkte Beobachtungen der Zerstörungsverlauf und der Einfluß der Flächenpressung untersucht werden.

2. Weiterhin sollte eine Versuchsreihe durchgeführt werden, bei der alle Verhältnisse wie zuvor beibehalten wurden. Jedoch wurde die Flächenpressung auf einen Mindestwert verringert, sodaß dieser Einfluß für die Verkürzung der Lebensdauer fortfiel und in der Hauptsache nur noch die von früheren Verfassern als zerstörend angesehenen Zug- und Biegungsspannungen auftreten konnten.

3. Bei einer dritten Versuchsreihe wieder wurden die Verhältnisse der zweiten Reihe beibehalten, aber die Flächenpressung wieder vergrößert, sodaß diese Versuchsreihe eine Art Kontrolle darstellte.

B. Beschreibung der Versuchseinrichtung.

Zunächst sei nun die für die Versuche benutzte Einrichtung beschrieben, da sie in mancher Richtung neuartig sein dürfte.

Dauerversuche an Tragseilen in praktisch brauchbaren Abmessungen sind bisher nur wenige bekannt geworden. So findet sich auch in der Literatur nur eine Dauerprüfmaschine für Tragseile beschrieben und zwar in dem Aufsatz von Rubin (25). Diese Maschine wurde von Ing. Zuegg, der Skt. Egydier Eisen- und Stahl-Industrie-Gesellschaft und der Firma Bleichert gemeinsam benutzt für verschiedene Untersuchungen an Tragseilen anläßlich des Baues der Oesterreichischen Zugspitzbahn.

Bei dieser Anlage wurde das senkrecht hängende Tragseil durch Gewichte gespannt. Ein zweirädriges Laufwerk wurde durch eine große motorisch angetriebene Kurbel mittels eines Zugseils an dem Tragseil auf und ab bewegt. Die Belastung

dieses Laufwerkes erfolgte unter Zwischenschaltung eines weiteren Seiles ebenfalls durch Gewichte. Neben anderen Nachteilen weist jedoch eine solche Anlage einen großen Platzbedarf auf.

Da nun ein genügend großer Raum nicht zur Verfügung stand, und da auch bei senkrechter Fahrbewegung des Laufwerks der Kraftverbrauch höher ist als bei waagerechter, wurde die in der Zeichnung Abb. 9 und in den Lichtbildern Abb. 10 bis 12 gezeigte Prüfmaschine vom Verfasser entworfen und gebaut[37]).

Sie besteht in der Hauptsache aus zwei parallelen I-Trägern, die auf Untergestellen in genügender Höhe über dem Fußboden ruhen. Die beiden Träger werden durch angenietete Kopfstücke in solchem Abstande zueinander gehalten, daß zwischen ihnen Platz für das Fahrwerk bleibt. Das zu prüfende Seil ist mit Hilfe üblicher Vergußkuppelungen zwischen dem hinteren, auf der Zeichnung rechts befindlichen Kopfstück der I-Träger und einem am anderen Ende befindlichen und auf den Trägern gleitenden Querhaupt gespannt. Die notwendige Spannung wird durch eine hydraulische Presse erzeugt. Deren Druckkraft wird unter Zwischenschaltung eines Federdynamometers auf ein in der Zeichnung ganz links befindliches Querhaupt übertragen, welches ebenfalls auf seinem Untergestell frei gleiten kann. Es ist mit dem anderen, am Seil anfassenden Querhaupt durch zwei Zuganker verbunden.

Das Federdynamometer besteht aus einer Kegelstumpffeder von 20 to Tragkraft, die so in einem kastenartigen Gehäuse gehalten wird, daß sie den Druck von der Presse auf das Querhaupt ganz allein überträgt. Es wurde in mehreren Versuchsreihen, die untereinander gute Uebereinstimmung aufwiesen, geeicht. Zu beachten ist dabei allerdings, daß die Eichkurve für Belastung und für Entlastung stark voneinander abweichen. Daher wurde mit Rücksicht auf etwaiges Nachgeben der Presse[38]) und auf die eintretenden Seildehnungen in

[37]) Wegen beschränkter Raumverhältnisse konnte eine befriedigende Gesamtaufnahme der Maschine nicht angefertigt werden, sodaß die oben gezeigte aus drei Einzelbildern zusammengesetzt werden mußte.

[38]) Was allerdings bei der von der Fa. Pützer-Defries, Düsseldorf, in dankenswerter Weise zur Verfügung gestellten 35 t Hadefpresse bei den Prüflasten von 14 t selbst nach Verlauf mehrerer

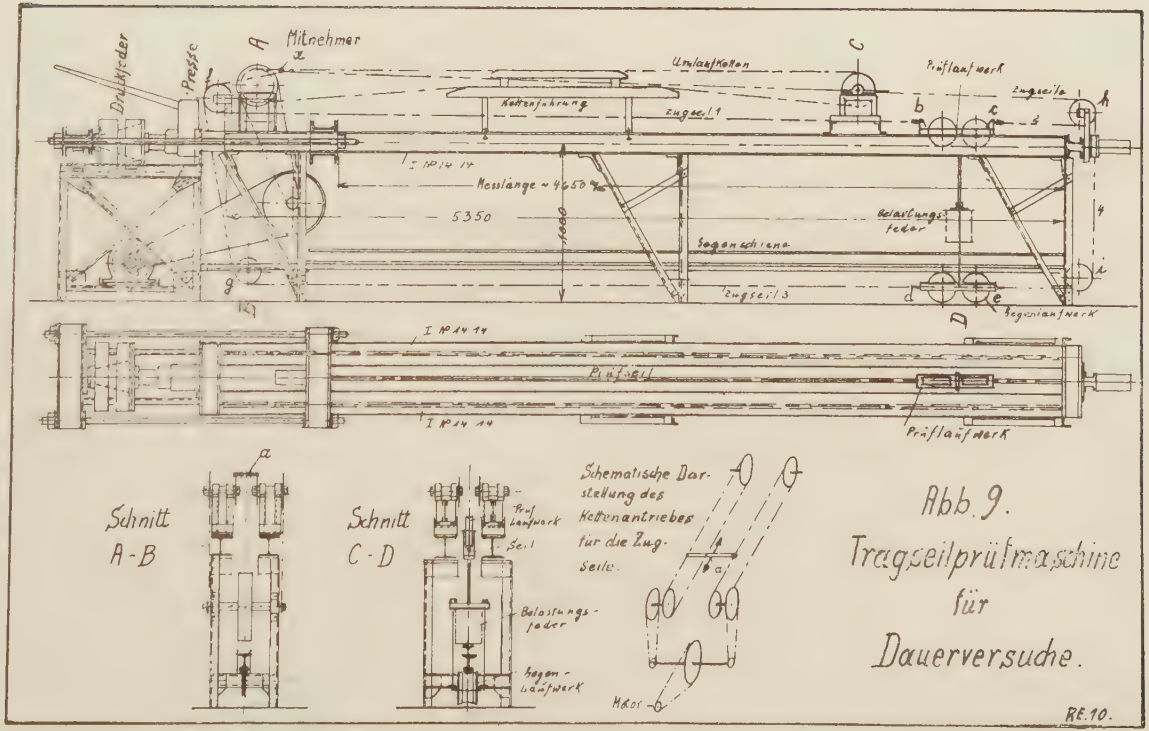

Abb. 9.
Tragseilprüfmaschine für Dauerversuche.

RE.10.

Abb. 19– 12. Tragseildauerprüfungsmaschine.

regelmäßigen kurzen Abständen die Feder durch Nachlassen der Presse auf etwa 8 to entlastet, und dann erst wurde die neue Belastung vorgenommen, sodaß also stets nur der aufsteigende Ast der Eichkurve für die Messung verwendet wurde. Dabei stand das Laufwerk entsprechend den rechnerischen Voraussetzungen in der Mitte der Fahrstrecke.

In der Eichkurve waren natürlich auch die an sich sehr geringen und mit einer Federwaage festgestellten Reibungswiderstände aller beim Anspannen des Seiles beweglichen Teile (Dynamometer, Querhäupter, Zuganker, halbes Seil- und Wagengewicht) berücksichtigt.

Die Belastung des Laufwerkes erfolgte ebenfalls durch eine Feder, da direkte Gewichtsbelastung mit Rücksicht auf die durch sie auftretenden unvermeidlichen Massenkräfte als unbrauchbar ausschied. Verwendet wurde eine besonders weiche zylindrische Spiraldruckfeder[39]) aus 15 mm starkem Rundstahl mit 184 mm Außendurchmesser und einer Federkonstanten $\triangle P : \triangle f = 1{,}25$ kg/mm. Eine kleine Konstante ist von Wichtigkeit, damit die Radlast möglichst unabhängig von der Durchbiegung der Fahrbahn bleibt.

Das untere Federende war durch eine gelenkig angebrachte Zugstange mit dem Prüflaufwerk verbunden, das obere Ende durch zwei äußere Zugstangen mit einem zweirädrigen Gegenlaufwerk[40]), welches unterhalb einer auf dem Kopfe liegenden Eisenbahnschiene läuft. Mittels Schraubengewinde an den Zugstangen wurde die Federspannung hergestellt.

Für die Erzeugung der Fahrbewegung wurde ein neuartiger Weg beschritten (siehe auch das Antriebsschema in Abb. 9). Direkter Kurbelantrieb schied bei der großen Fahrlänge von 4 m wegen seines Platzbedarfes aus, elektrische Umsteuerung kam für die zu erwartenden vielen Millionen

---

Wochen höchstens um einige Zehntelmillimeter entrat. Deshalb konnte auch auf den Einbau einer im Entwurf vorgesehenen Entlastung der hydraulischen Presse durch Schraubenspindeln verzichtet werden.

[39]) Von der Chemnitzer Spiralfedernfabrik H. F. Schnicke in dankenswerter Weise zur Verfügung gestellt.

[40]) Das Laufwerk ist in Abb. 11 noch als einrädriges wiedergegeben, welches sich jedoch, da das Laufrad aus Gußeisen bestand, wegen zu hoher Flächenpressung zwischen diesem und der Gegenschiene nicht bewährte.

Umschaltungen wegen ihrer Kostspieligkeit und ein mechanisches Umkehrgetriebe wegen des starken Verschleißes nicht in Frage. Wie in Abb. 9 dargestellt, wurde das Problem jedoch in einfachster Weise durch einen Kettenantrieb unter Verwendung besonders starker Fahrradketten gelöst, indem zwei nebeneinander liegende langgestreckte Umlaufketten mit der gewünschten langsamen Geschwindigkeit von einer gemeinsamen Vorgelegewelle aus jede durch eine besondere Uebertragungskette angetrieben wurden. Die Kettenräder für die Umlaufketten waren auf getrennten Wellen angeordnet, da der Raum zwischen den Umlaufketten für die Zugseile freigehalten werden muß. Verbunden waren die beiden Umlaufketten lediglich durch den Mitnehmer a, an dem die Zugseile — eines für jedes Laufwerkende, insgesamt also vier — angriffen[41]).

Die Zugseile stellen die zwangsläufige Verbindung des Mitnehmers a mit dem Prüflaufwerk b — c und dem Gegenlaufwerk d — e dar. Der Verlauf der einzelnen Zugseile ist dabei folgender:

Zugseil 1: Von Mitnehmer a über Rolle f nach b,
Zugseil 2: Von Mitnehmer a über Rolle h nach c,
Zugseil 3: Von Mitnehmer a über Rollen f und g nach d,
Zugseil 4: Von Mitnehmer a über Rollen h und i nach e.

So wurde die umlaufende Bewegung des Motors auf einfachste Weise in eine hin- und hergehende des Laufwerks verwandelt, wobei außerdem durch Aenderung der Kettenlänge die Fahrstreckenlänge bei gleichbleibender Geschwindigkeit beliebig verändert werden konnte. Die Einrichtung hat sich jedenfalls für viele Millionen Richtungswechsel voll bewährt.

Der Antrieb erfolgte durch einen Elektromotor von 1 PS Dauerleistung, der jedoch anfangs nur mit 440 Watt, im eingelaufenen Zustande der Anlage mit 300 Watt belastet war.

Das Tragseil erhielt während der Versuche keine zusätzliche Schmierung, da die wichtige Frage des Schmierungseinflusses noch durch besondere Versuche geklärt werden muß. Die Versuche fanden im geschlossenen Raum statt. Das

[41]) Für die Zugseile wurde nach anfänglichen unbefriedigenden Versuchen mit Stahl- und Eisenseilen von 6 mm ∅ Hanfseile verwendet (anfangs geflochtene, später der geringeren Dehnung wegen gedrehte), welche sich besser bewährten.

Seil war lediglich von der Herstellung her mit einer starken Schmiereschicht durchsetzt.

C. Versuchsreihe 1. Spiralseil mit Laufrädern von 175 mm ∅.

Untersucht wurde zunächst das bisher auch schon rechnerisch betrachtete Spiralseil von 26,3 mm ∅ nach Zahlentafel 3. Es wurde gespannt mit S = 14 400 kg, also dem üblichen Zugsicherheitsfaktor $k_{z\,rechn} : \sigma_z = 4$.

Die Radlast wurde bei 175 mm Raddurchmesser zu Q = 150 kg im Mittel gewählt, siehe auch Zahlentafel 4, Seite 57. Sie setzte sich wie folgt zusammen:

Eigengewicht von Laufwerk, Gehänge und Belastungsfeder	10 kg
Anteilige Federspannung	140 kg
Radlast Q	150 kg

Die Höhe der Belastungsfeder ergibt sich hierbei nach der Federeichkurve zu 188 mm. Sie schwankte infolge der Durchbiegungen des Seils und der Gegenschiene zwischen 200 und 181 mm. Daraus ergibt sich die nach einer sehr flachen Parabel veränderliche Radlast zu 142,5 kg in Seilmitte und zu 158,5 kg am Seilende. Die Abweichungen vom Mittelwert sind also unbedeutend, insbesondere für die untersuchte Flächenpressung, die sich mit der dritten Wurzel aus dem Druck ändert und somit um ± 1,5% schwankte.

Zahlentafel 3:

Abmessungen und Eigenschaften des Versuchsseiles.

Seilmachart: Spiralseil mit einem Kerndraht und drei entgegengesetzt geschlagenen Drahtlagen.
Seildurchmesser: 26,3 mm.
Anzahl und Durchmesser der Drähte: 1 + 6 + 12 + 18 = 37 Drähte je 3,72 mm ∅.
Schlaglänge h: 246 mm.
Steigungswinkel ω: 18° 33'.
Chemische Zusammensetzung des Drahtwerkstoffes außer üblichen Verunreinigungen: Si: 0,203%, Mn: 1,03%, C: 0,6%.
Kugeldruckhärte bei 5 mm Kugeldurchmesser und 750 kg Prüflast: 368 BE.

Streckgrenze: etwa 120 kg/mm².
Spezifische Festigkeit: i. M. 142 kg/mm².
Drahtquerschnittsfläche: 10,84 mm².
Drahtzerreißfestigkeit: i. M. 1543 kg.
Seilquerschnittsfläche F: 403 mm².
Seilzerreißfestigkeit: i. M. $K_{z\,rechn} = 57\,685$ kg,
$K_{z\,tats.} = 50\,000$ kg.
Verseilungsfaktor ζ: 87%.
Anspannung des Seils in der Prüfmaschine S: 14 400 kg.
Spezifische Anspannung des Seils σ_z: 35,50 kg/mm².
Zugsicherheit $k_z : \sigma_z$ rechnerisch: 4,0
tatsächlich: 3,48
Biegungsspannung $\sigma_{b\,ges}$: 11,70 kg/mm².
Vorspannungsverhältnis $\sigma_v : \sigma_o = 75\%$.
Rechnerische Flächenpressung p_{max}: 330 kg/².
Erreichte Lebensdauer in Radübergängen: $1{,}3316 \cdot 10^6$.

Zahlentafel 4:

Abmessungen des Versuchslaufwerks für Versuchsreihe 1.

Anzahl der Laufräder: 2
Laufraddurchmesser D: 175 mm
Radstand: 220 mm
Ausrundungshalbmesser der Rillen ϱ_{22} : 40 mm
Radlast i. M.: 150 kg

Radwerkstoff	1. Gußeisen 18.91	2. Stahlguß Stg 60.81
Zerreißfestigkeit	18 kg/mm²	60 kg/mm²
Streckgrenze		36 kg/mm²
Kugeldruckhärte bei 5 mm Kugel ∅ und 800 kg Prüflast.	170 BE	204 BE

Die Fahrgeschwindigkeit wurde durch Wahl einer entsprechenden Uebersetzung und durch Vorschaltwiderstände auf 0,75 m/sek gehalten, sodaß in 24 Stunden bei Ausnutzung der ganzen Fahrstrecke etwa 15 000 Fahrten gemacht wurden, bei kürzerer Fahrstrecke bis zu 60 000 Fahrten.

Der Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf die Versuchsergebnisse dürfte übrigens äußerst gering sein, wenn ein solcher überhaupt vorhanden ist. So stellte z. B. H. Siegler-

schmidt[42]) im Biegerollenversuch bei der Bestimmung der Längenveränderung zugbelasteter Drähte fest, daß der Einfluß der Versuchsgeschwindigkeit in weiten Grenzen unerheblich war (von 0,05 bis 0,25 m/sek Geschwindigkeit). In der Praxis liegt die Fahrgeschwindigkeit bei Drahtseilbahnen im Umlaufbetrieb zwischen 0,75 und 3,00 m/sek und ereicht bei Pendelbahnen, Personenschwebebahnen und besonders bei Kabelbaggern noch bedeutend höhere Werte (bis zu 10 m/sek.). Aber auch hier ist ein Einfluß der Fahrgeschwindigkeit auf die Seilabnutzung noch nicht festgestellt worden.

1. Versuche mit Gußeisenrädern.

Als Laufräder wurden zunächst Gußeisenräder nach Zahlentafel 4 verwendet.

Trotz der bedeutenden Oberflächenhärte von 170 BE zeigte sich jedoch nach wenigen Fahrten schon, daß das Seil in den Rädern die bekannte „Kalibrierung" hervorrief, sich also darin abdrückte. Abb. 13 zeigt eine Stelle des Radumfanges nach nur 1 000 Fahrten entsprechend 3,9 km Fahrstrecke des Rades. Man sieht deutlich die starke Zerstörung des

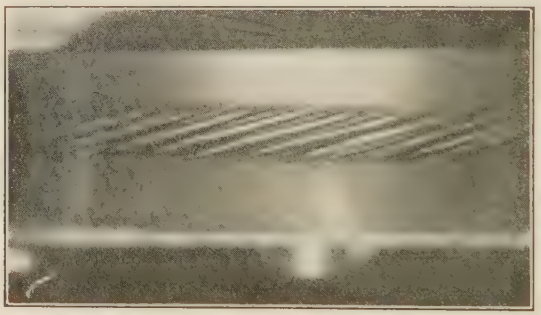

Abbildung 13: Gußeisenrad nach 1 000 Fahrten.

Werkstoffes und die bevorzugte Ausbildung einer Reihe von Eindrücken in dem zuvor glatt ausgedrehten Laufkranz, eben die Kalibrierung. Diese Eindrücke vertieften sich weiterhin

[42]) Bericht aus dem staatlichen Materialprüfungsamt Lichterfelde, Zeitschrift für techn. Physik, 1924, S. 82.

sehr schnell, wobei der Laufdurchmesser sich natürlich entsprechend verringerte. Während zunächst die Kalibrierung zufällig genau auf den Radumfang gepaßt hatte, sodaß nach einer vollen Umdrehung der nächste Draht genau in die nächste Eindrückung kam, ging diese Eigentümlichkeit sehr bald verloren, sodaß nach einer vollen Umdrehung der nächste Draht auf den nächsten Grat zwischen zwei Eindrückungen zu liegen kam. Auf diese Weise wurden auf eine Länge von 5 bis 6 cm sämtliche Grate vernichtet, siehe Abb. 14. Links in dem Bilde ist der durch die tiefe Aushöhlung entstandene bedeutende Materialverlust und gleichzeitig die Ausbildung einer neuen Kalibrierung auf dem Grunde der Aushöhlung zu erkennen.

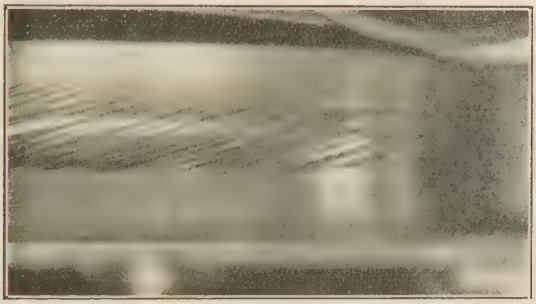

Abbildung 14: Aushöhlung im Umfange des Gußeisenlaufrades.

Es liegt die Vermutung nahe, daß durch die Kalibrierung zwar die Flächenpressung zwischen Rad und Tragseil verringert wird, daß aber die ständig notwendig werdende Vernichtung von Graten mit den dabei auftretenden erhöhten Flächenpressungen[43]) diesem günstigen Einfluß wieder entgegenarbeitet.

Auf alle Fälle wurden aber die Versuchsbedingungen dabei zu undurchsichtig. Da außerdem Unbrauchbarwerden der Laufräder durch Zerstörung bald zu erwarten war, wurde

[43]) Und wahrscheinlich auch erhöhter Härte, da man z. B. mit einer Spitze eine Platte aus demselben Werkstoff ritzen kann, aber nicht umgekehrt.

der Versuch nach 18 000 Fahrten entsprechend 36 000 Radübergängen oder 71 km Fahrstrecke der Räder abgebrochen.

An dem Tragseil dagegen war bis dahin eine Abnutzung weder sichtbar noch meßbar. Es wurde daher lediglich um 90° um seine Längsachse gedreht, sodaß die bisherige Lauffläche an die Seite zu liegen kam, also in das Gebiet der geringsten Beanspruchungen. Ein Nachteil hat sich hieraus bei den späteren Versuchen nicht ergeben.

2. Versuche mit Stahlgußlaufrädern.

Für diese Versuchsreihe wurden Stahlgußlaufräder von denselben Abmessungen verwendet, s. ebenfalls Zahlentafel 4 S. 57. Die Kugeldruckprobe, die ebenfalls nach Beendigung der Versuche an verschiedenen Stellen eines auseinandergesägten Rades vorgenommen wurde, ergab bei 5 mm Kugeldurchmesser und 800 kg Prüflast eine mittlere Härte von 204 BE. Die Härte war also nicht viel größer als die der zuvor verwendeten Gußeisenräder, jedoch trat diesmal keinerlei Kalibrierung auf. Wohl zeigte sich eine Abnutzung, indem kleine Schüppchen von der Lauffläche abblätterten, doch hielt sie sich in erträglichen Grenzen.

An dem Tragseil zeigte sich zunächst, daß die befahrenen Stellen blank wurden, und daß der so gebildete blanke Streifen in kürzester Zeit, etwa nach 1000 Radübergängen, eine solche Breite annahm, daß in jedem Querschnitt zwei Drähte gleichzeitig von dem Rade berührt wurden[44]). In Abb. 15 ist ein Stück des Tragseils nach 1000 Fahrten wiedergegeben, an dem die befahrenen und blank gewordenen Stellen als dunkle Reflexe deutlich sichtbar sind.

Eine direkte Abnutzung der Drähte wurde durch Flacherwerden und Kantenbildung, später auch durch starke Gratbildung, von etwa 20 000 Fahrten gleich 40 000 Radübergängen festgestellt.

Nun ist es unmöglich, diese gegenüber dem Seildurchmesser sehr geringe Abnutzung auf irgendeine Weise mit genügender Genauigkeit zu messen, solange der Draht im Seil-

[44]) Erst kurz vor Beendigung der Versuche infolge Zerstörung des Tragseils kamen an manchen Stellen drei Drähte gleichzeitig mit dem Rad in Berührung.

verband liegt. Die anderweitigen Durchmesserveränderungen des Seils infolge Längsdehnung, Zusammendrückung unter der Last, Abheben der Drähte infolge Auswalzens und andere unbestimmbare Abweichungen von der Kreisform können ein Mehrfaches der Drahtabnutzung ausmachen. Ferner werden genaue Messungen an einem im Seilverbande liegenden Drahte erschwert, da mit zunehmender Abnutzungstiefe die Abnutzungslänge in Richtung der Drahtachse in einem Verhältnis wächst, das mit von der mehr oder weniger ungleichmäßigen Abnutzung der Laufräder abhängt. Es wurde deshalb folgender Weg eingeschlagen, um die Abnutzung so genau als möglich zu verfolgen:

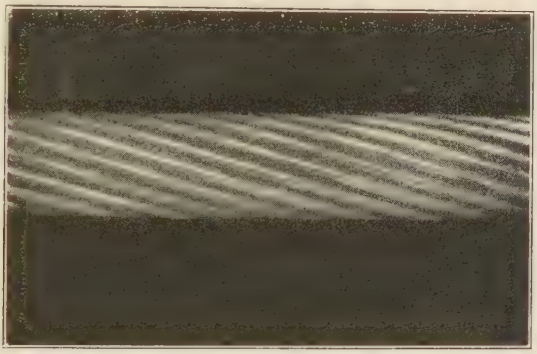

Abbildung 15: Drahtseil nach 1 000 Fahrten.

Nach jeweils einer gewissen Anzahl von Fahrten wurde die Fahrstrecke, die sich anfangs über die gesamte verfügbare Länge von 394 cm erstreckte, um 50,8 cm[43]) verkürzt. Das nun nicht mehr befahrene Stück, das bis dahin zum Teil von einem, zum Teil von beiden Laufrädern befahren worden war, also zwei verschiedene Abnutzungsstadien enthielt, blieb bis zum Schluß der Versuche sowohl von Biegungsspannungen als von Flächenpressung unbeeinflußt. Die getroffene Einteilung ist in Abb. 16 schematisch dargestellt. Zugleich zeigt die Abbildung die Stellen, an denen im Verlauf der Untersuchungen Drahtbrüche auftraten.

[43]) Gleich 20" wegen der Kettenteilung. Die Fahrstreckenlängen wurden von Wagenmitte zu Wagenmitte gemessen.

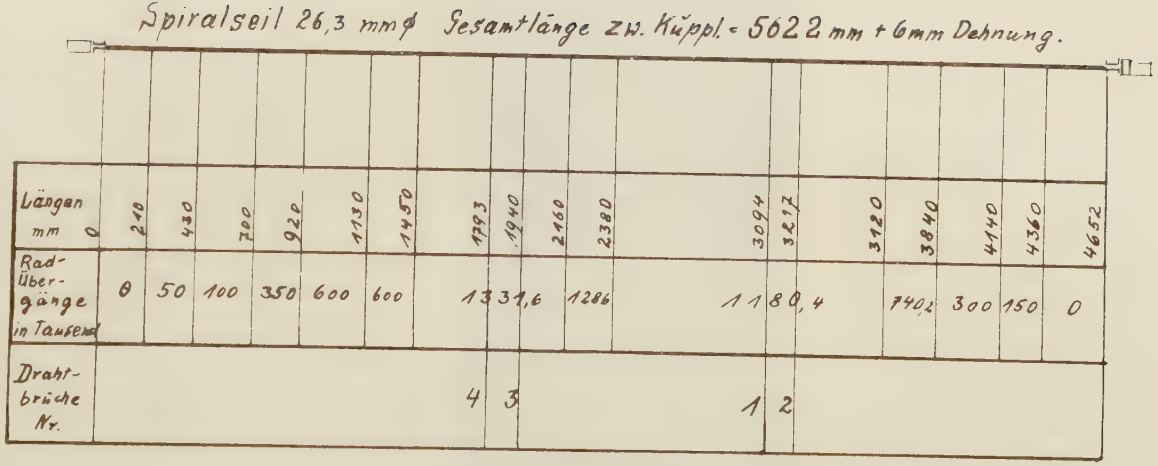

Abbildung 16: Einteilung des Versuchsseiles.

Nach Beendigung der Versuche wurde dann das Seil in kurze, den Abnutzungsstadien entsprechende Stücke zerlegt. Nun konnten die einzelnen Drähte leicht aus dem Verbande gelöst und Messungen an ihnen vorgenommen werden.

Die jeweilige Abnutzung der Laufräder wurde vergleichshalber ebenfalls festgestellt. Sie konnte dadurch ermittelt werden, daß bei verschiedenen Abnutzungszuständen Schablonen gefeilt wurden, welche genau in die Laufrille paßten, an der wiederum in unabgenutzten Punkten Vergleichsmarken angebracht waren. Nach diesen Schablonen konnte der bis dahin eingetretene Werkstoffverlust der Laufräder errechnet werden.

Versuche, die Berührungsfläche zwischen Draht und Rad direkt sichtbar zu machen, und zwar der Größe und Form nach, wurden wie folgt angestellt: Nach Anheben eines Laufrades an verschiedenen jeweils um einige Millimeter von einander entfernten Punkten wurde ein Blatt japanisches Seidenpapier und darunter ein diesem mit der Farbseite zugekehrtes Blatt dünnstes Kohlepapier zwischen Rad und Seil geschoben. Dann wurde das Rad vorsichtig unter Vermeidung von Drehungen und Verschiebungen senkrecht abgelassen. Nachdem es einige Sekunden mit dem normalen Druck aufgesessen hatte, wurde es wieder angehoben. Die beiden Papierblätter hatten zusammen eine Dicke von 0,04 mm. Infolge der starken Pressung wurde an der Berührungsstelle alle Papiermasse zerquetscht, sodaß die Druckstellen als schwarz umrandete Löcher sichtbar wurden. Der Form und Anzahl nach waren die Berührungsstellen somit einwandfrei zu ermitteln, und zwar hatten sie die Form von langgestreckten schräg zur Seilachse liegenden Ellipsen. Innerhalb der ersten 1000 Fahrten ergab sich an manchen Stellen des Seiles nur ein Berührungspunkt, danach traten stets zwei parallel zueinander liegende Berührungsellipsen auf, bis kurz vor Beendigung der Versuche gelegentlich drei gleichzeitige Berührungsstellen festgestellt werden konnten.

Der genauen Größe nach lassen sich jedoch diese Bilder zahlenmäßig nicht auswerten, besonders bei neuen, also noch runden Drähten, sondern sie ergaben, abgesehen von der Ungenauigkeit des Randes wegen der Papierfaserung, zu große Flächen aus folgenden Gründen:

Erstens tritt bei Stahl eine ausgesprochene Gratbildung um den Eindrucksrand herum auf[46]). Auf dem Papier muß sich also die Eindrucksfläche einschließlich des nur in unbestimmten Maße tragenden Grates abbilden. Zweitens aber wirkt die Papierstärke selbst vergrößernd auf die scheinbare Berührungsfläche ein, und zwar in Richtung der großen Ellipsenachse, wo die Ablösung des Drahtes von dem Rade nur langsam erfolgt, mehr als in Richtung der kleinen Achsen.

Zur Bestimmung, in wieviel Punkten das Rad auf dem Seil aufliegt, eignet sich jedoch dieses Verfahren recht gut.

Die Versuche an dem Spiralseil, die etwa zwei Monate dauerten, zeigten sehr bald, daß an den Seildrähten außer der Abnutzung eine starke Gratbildung auftrat. Abb. 17 zeigt dies an drei aus dem Seilverband gelösten Drähten, die etwa $1{,}3 \cdot 10^6$ Lastwechsel ausgehalten haben. Diese Gratbildung läßt auf den Uebergang vom dreidimensionalen Spannungszustand beim neuen Draht auf zwei- oder eindimensionalen Zustand infolge Vergrößerung der Berührungsfläche schließen. Es verlieren somit die Hertzschen Gleichungen infolge Nichtzutreffens der Voraussetzungen 4 ihre Gültigkeit. Da aber zu vermuten ist, daß die Abnutzung trotz zahlenmäßig geringer werdenden Flächendruckes gerade durch den Uebergang in die gefährlicheren Spannungszustände neuen Antrieb erhält, wurde das Fortschreiten der Abnutzung noch besonders untersucht.

Der erste Drahtbruch erfolgte bei Fahrt Nr. 558 400 oder, da jede Fahrt zwei Radübergänge oder Lastwechsel bedeutet, bei $1{,}1168.10^6$ Lastwechseln. Die weiteren Drahtbrüche folgten dann sehr rasch, wie Zahlentafel 5 zeigt. Entsprechend der Eigenart des Spiralseils lösten sich die gebrochenen Drähte auf längere Strecke aus dem Seilverband. Daher wurde die Fahrstrecke, die bis dahin noch eine Länge von 294 cm hatte, nach dem zweiten Drahtbruch auf das noch gesunde Seilstück von 93 cm Länge begrenzt. Nach dem vierten Drahtbruch

---

[46]) Siehe A. Kürth, Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, Heft 66: Beziehung der Kugeldruckhärte zur Streckgrenze und Zerreißfestigkeit zäher Metalle. Danach liegt in der Gleichung $P = a \cdot d^n$ (wobei P = Kugeldruck, d = Kugeldurchmesser, a und n Beiwerte) für Stahl n zwischen 2 und 2,1, was kennzeichnend für alle Stoffe ist, bei denen Gratbildung auftritt.

war aber auch dieses soweit aufgelöst, daß die Versuche abgebrochen wurden.

Die bis dahin erreichte Lastwechselzahl von 1,3316 Millionen entspricht etwa dem, was man nach den Erfahrungen der

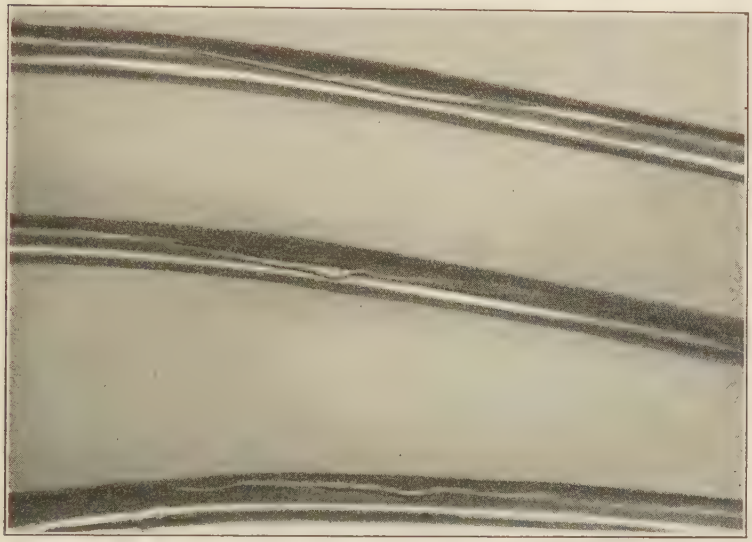

Abbildung 17: Gratbildung an Seildrähten nach 1,3 • 10^6 Lastwechseln.

Zahlentafel 5.

Drahtbrüche im Tragseil, Versuchsreihe 1.

	Fahrtenzahl	Zahl der Lastwechsel
Drahtbruch 1	558 400	$1{,}1168 \cdot 10^6$
Drahtbruch 2	590 200	$1{,}1804 \cdot 10^6$
Drahtbruch 3	646 000	$1{,}2920 \cdot 10^6$
Drahtbruch 4	665 800	$1{,}3316 \cdot 10^6$

Praxis von einem Spiralseil unter diesen Umständen erwarten kann, zumal das Drahtmaterial als sehr gut und gleichmäßig anzusprechen war.

Die Dehnung des Seils, die von Inbetriebnahme bis nach 8000 Lastwechseln 4,8 mm 0,1% betragen hatte, wuchs bis

zum Schluß langsam weiter und erreichte einen Gesamtwert von 10,9 mm = 0,21% der ganzen freien Seillänge von 502 cm.

Die nähere Besichtigung der Drahtseilbruchstellen zeigte zunächst, daß sie alle innerhalb der Lauffläche, und zwar ziemlich genau in deren Mitte lagen. In Abb. 18 sind die Bruchstellen der aus dem Seilverband gelösten Drähte wiedergegeben, und zwar sind sie halb in Aufsicht und halb in Seitenansicht aufgenommen. Es sind die Bruchstellen 1, 2 und 4 der Zahlentafel 5.

Auffallend ist, daß die Drähte unerwartet wenig abgenutzt sind und zwar um etwa 0,2 mm. Eine größere Abnutzung konnte auch bei keinem der übrigen, nicht gebrochenen Drähte festgestellt werden. Die früher oft geäußerte Vermutung, daß

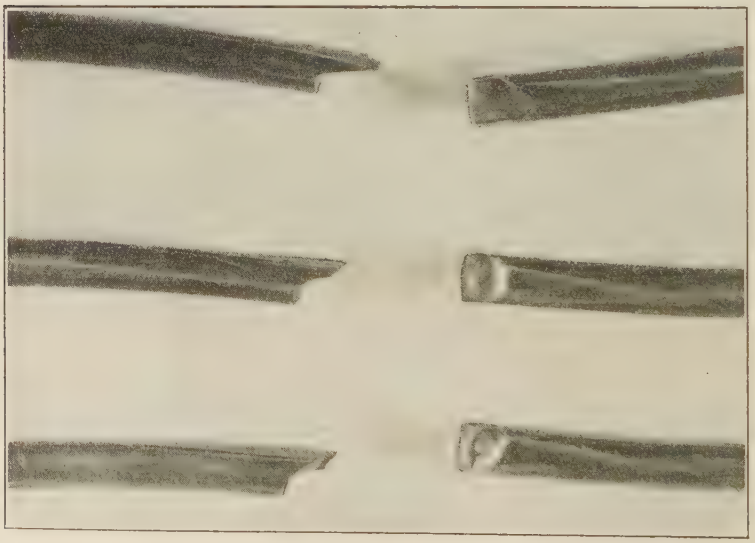

Abbildung 18: Drahtbrüche 1, 2 und 4.

die Drähte infolge des verringerten Querschnitts die Zug- und Biegungsspannungen nicht mehr aufnehmen können und infolgedessen zu Bruch gehen, muß als irrig angesehen werden, da im vorliegenden Fall der Drahtdurchmesser nur um 5,3%

und die Querschnittsfläche gar nur um 2,1% verringert waren und doch der Bruch eintrat.

Ferner fällt auf, daß alle gebrochenen Drähte genau die gleiche Bruchform aufweisen mit einem senkrecht zur Drahtachse verlaufenden Anfangs- und einem schalenförmigen Restbruch, eine Bruchform, die der von Spiralfedern in mancher Beziehung ähnelt.

Weiterhin ist bemerkenswert, daß die Bruchstelle offenbar keinen Zusammenhang hat mit den Eindrücken, die sich auf der Unterseite des Drahtes an seinen Auflagestellen mit der nächsten Drahtlage bilden. In Abbildung 19 sind einige Deckdrähte von der Unterseite wiedergegeben, und zwar ein ungebrochener, an dem der Verlauf dieser Druckstellen auf längere Strecke verfolgt werden kann, sowie die Drahtbruchstellen 3 und 4. Die Druckstellen, die sich bei allen befahrenen Drähten zeigen, aber auch nur bei diesen, und zwar bei den

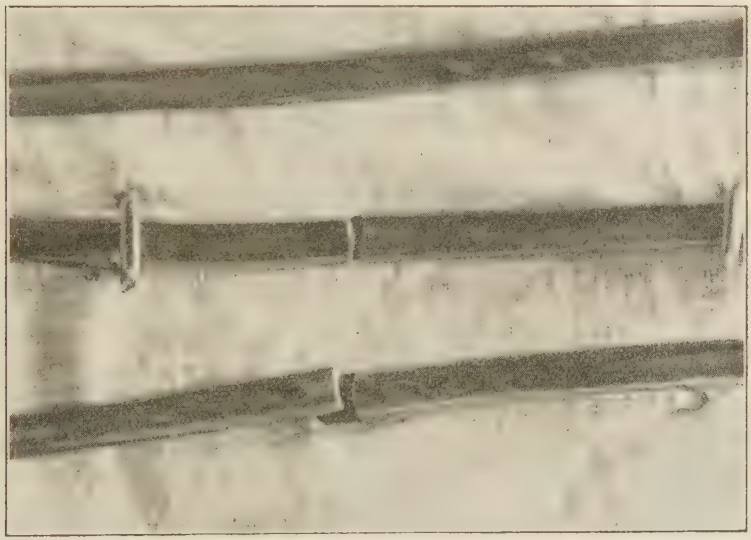

Abbildung 19: Druckstellen auf der Rückseite der Deckdrähte.

am meisten befahrenen am stärksten, liegen teilweise, wie man erwarten sollte, direkt an der Bruchstelle. Meistens liegt aber die Bruchstelle beliebig zwischen den Eindrücken, wie z. B. bei dem unteren Draht in Abb. 19.

Die Druckstellen sind direkt unter der Lauffläche am stärksten und verlieren sich nach der Unterseite des Seiles zu allmählich. Sie lassen auch nicht erkennen, daß eine Drahtverschiebung stattgefunden hätte, denn in diesem Fall müßte ja eine gewisse relative Zunahme der Druckflächengröße nach den Seiten der Seile zu auftreten, wo die Drahtverschiebung am stärksten wäre.

Auf alle Fälle ist also wohl die von früheren Verfassern vermutete Schneidwirkung der Drähte bei Tragseilen nicht vorhanden.

3. Einzelversuche.

Es blieb nun eine Erklärung für die Bruchursache, die Stelle des Bruches und die Bruchform der Drähte zu suchen. Deshalb wurde das Seil, wie erwähnt, in Stücke entsprechend dem Abnutzungszustand zersägt und die Drähte einzeln untersucht wie folgt:

1. Zerreißversuche. Es wurden je drei Drähte aus einem für die Versuche nicht benutzten Stück desselben Spiralseils und drei solche aus dem mit $1{,}3316 \cdot 10^6$ Radübergängen am meisten abgenutzten Seilstück in der Zugprüfmaschine zerrissen. Die Ergebnisse sind in Zahlentafel 6 wiedergegeben.

Zahlentafel 6.

Zerreißversuche an Seildrähten.

Nummer des Versuchsdrahtes	1	2	3	4	5	6
Ursprünglicher Drahtdurchmesser in mm	3,71	3,72	3,72	3,72	3,71	3,72
Dicke der stärkst abgenutzten Drahtstelle in mm	—	—	—	3,52	3,52	3,52
Querschnittsverminderung in % im Mittel	—	—	—		2,1	
Zerreißfestigkeit in kg	1560	1545	1546	1540	1535	1537
Spezifische Festigkeit kg/mm² im Mittel		142			144	
Abnahme der Zerreißfestigkeit im Mittel	—		—		— 0,8%	
Zunahme der spezifischen Festigkeit i. Mittel	—		—		+ 1,2%	

Nach diesen Untersuchungen ist wohl die Zerreißfestigkeit der stärkst abgenutzten Drähte etwas gesunken, aber

ihre spezifische Festigkeit ist nicht etwa geringer geworden, sondern eher noch, wohl durch Kaltverfestigung gewisser Zonen, um eine Kleinigkeit gewachsen.

In Abb. 20 sind drei der in der Zerreißmaschine geprüften Drähte wiedergegeben. Der links befindliche Draht ist ein gänzlich unbenutzter (Nr. 1 der Zahlentafel 6) und weist

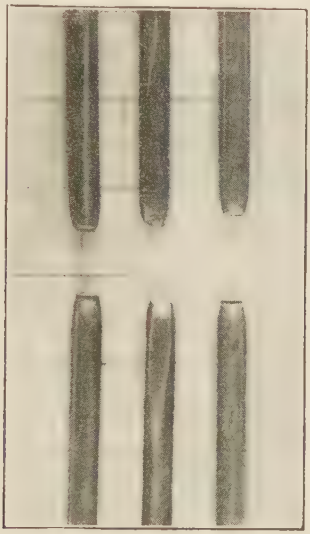

Abbildung 20: In der Zugprüfmaschine zerrissene Deckdrähte des Spiralseiles.

einen schönen gleichmäßigen Fließkegel auf. Bei dem mittleren Draht Nr. 4 ist der Fließkegel an der Abnutzungsstelle unterbrochen, wie es im übrigen bei allen abgenutzten und dann zerissenen Drähten der Fall war. Der rechte, Draht Nr. 6, ist von der Rückseite aufgenommen, um die Lage der unterseitigen Druckstelle gegenüber der Zerreißstelle zu zeigen. Es konnte nämlich auch bei diesen Zerreißversuchen kein Zusammenhang zwischen den Eindrücken auf der Unterseite der Drähte und den Stellen, an denen der Bruch eintrat, festgestellt werden.

Immerhin zerrissen die Drähte 4 bis 6 sämtlich an der am meisten abgenutzten Stelle, da die Verfestigung den Quer-

schnittverlust nicht wettmachen konnte. Einen Rückschluß aber auf die Ursache für die auffallende Verschlechterung der Drahteigenschaften, wie sie sich im plötzlichen Bruch unter Betriebslast äußert, läßt der Zerreißversuch nicht zu.

2. Schliffbilder. Um festzustellen, ob eine Gefügeänderung des Werkstoffes nachgewiesen werden kann, wurden Schliffe sowohl von unbenutzten als von stärkst abgenutzten Drähten angefertigt. Eine solche Gefügeänderung konnte aber beim Vergleich der Schliffe selbst bei 180facher Vergrößerung noch nicht sichtbar gemacht werden. Das ist wohl darauf zurückzuführen, daß der Ziehvorhang die Kristalle bereits weitgehend gleichrichtet, sodaß eine Strukturveränderung unter der Last nicht mehr eintritt. Auf eine Wiedergabe der Schliffbilder soll deshalb auch hier verzichtet werden.

3. Dornbiegeprobe. Dieser Versuch ergab als einziger einen deutlichen Zusammenhang zwischen dem Abnutzungszustand des Drahtes und den Versuchsergebnissen. Letztere sind in Zahlentafel 7 wiedergegeben. Ferner zeigt Abb. 21 in zeichne-

Abbildung 21: Biegezahlen der Drähte bei Dornbiegeprobe um 5 mm.

rischer Darstellung den Zusammenhang zwischen der Lastwechselzahl und der Dornbiegezahl. Die Biegung erfolgte dabei um einen Zylinder von 5 mm Halbmesser. Die für unabgenutzte Drähte bei diesem kleinen Halbmesser erreichten Biegezahlen und die große Gleichmäßigkeit der Ergebnisse müssen als ein sehr gutes Zeichen für den Drahtwerkstoff angesehen werden. Bei der Einspannung der Drähte in dem

Zahlentafel 7.

Ergebnisse der Dornbiegeprobe für die Seildrähte.

Versuchsdraht Nr.	Lastwechselzahl in Tausend	Dornbiegezahl	Bemerkungen
1	0	6¼	Draht aus gänzlich unbenutztem Seilstück
2	0	6¼	
3	0	6¼	„
4	0	6¼	Draht aus Seilstück innerhalb des Querhauptes, also nur auf Zug beansprucht
5	0	6¼	
6	0	6¼	
7		6¼	Draht aus Seilstück kurz vor Querhaupt auf Zug und $1{,}3 \cdot 10^6$ Biegungen beanspr.
8		6¼	
9	50	5¼	
10	100	5	
11	150	5	
12	300	3¼	
13	600	4	
14	740,2	4¼	
15	1180,4	2	
16	1180,4	2½	
17	1331,6	2	
18	1331,6	2⅛	

Biegeapparat mußte allerdings genau darauf geachtet werden, daß die am stärksten abgenutzte Stelle des Drahtes genau an die zu biegende Stelle kam. Die geringen Schwankungen bei den Ergebnissen für die stärker abgenutzten Drähte dürften zum Teil darauf zurückzuführen sein, daß man diese Bedingung nicht immer genau einhalten konnte, da es bisweilen schwierig war, die schwächste Stelle von vornherein einwandfrei festzustellen.

Beachtlich ist auf alle Fälle der direkte Zusammenhang zwischen der Dornbiegezahl und dem durch die Flächenpressung erreichten Abnutzungszustand des Seiles.

Schließlich blieb nun noch zu untersuchen, ob die Drahtabnutzung gleichmäßig fortschreitet, oder ob sie allmählich mit größer werdender Berührungsfläche zwischen Rad und Draht abnimmt oder gar vollständig aufhört.

Daß die Abnutzung an sich unerwartet gering ist, wurde bereits bemerkt. Sie ist auch wesentlich geringer, als es der Augenschein bei Betrachtung des ganzen Seiles glauben macht. Dieses dürfte auf die in Abb. 17 gezeigte Gratbildung zurückzuführen sein, die die abgenutzte Stelle wesentlich breiter erscheinen läßt, solange der Draht noch im Seilverband liegt.

Um das Fortschreiten der Abnutzung festzustellen, wurden aus jedem der einzelnen Seilstücke mehrere Drähte herausgeschnitten, vorsichtig gerade gerichtet und dann das abgenutzte Stück mit nur kurzen überstehenden Enden (letztere zur Bestimmung des Drahtdurchmessers vor der Abnutzung) abgetrennt. Die beiden Stirnflächen wurden genau senkrecht zur Drahtachse abgeschliffen, sodaß ein Zylinder entstand, dessen Länge und dessen ursprünglicher Durchmesser mit möglichster Genauigkeit bestimmt wurden. Hierauf wurden die Drahtstücke einzeln auf Zehntelmilligramm ausgewogen. Anhand der Proben aus unabgenutzten Seilstücken ergab sich das spezifische Gewicht zu $\gamma = 7{,}835$ kg/dm³. So konnte nunmehr die gewichtsmäßige Abnutzung der Drahtproben aus der Differenz zwischen dem errechneten Gewicht des vollen Zylinders und dem tatsächlichen Gewicht ermittelt werden.

In Abb. 22 ist dieser in Milligramm gemessene Gewichtsverlust pro Draht dargestellt in Abhängigkeit von der Zahl

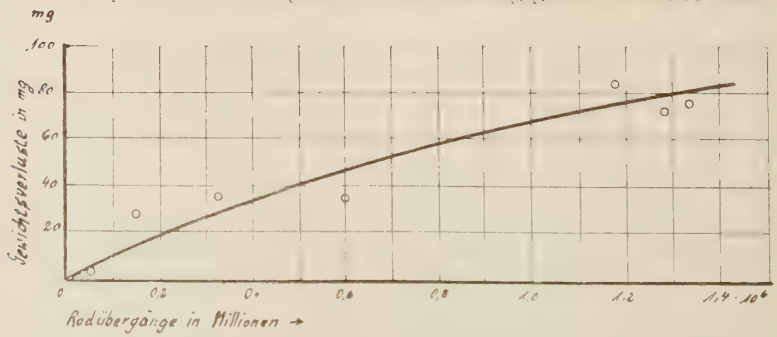

Abbildung 22: Gewichtsverluste der Drähte durch Abnutzung. Gesamtabnützung des Seils etwa 17 g.

der Radübergänge, die der betreffende Draht erlitten hat. Wenn diese Kurve auch keine Gerade ist, so zeigt sie doch bis zum Schluß ein ständiges Ansteigen. Die Abnutzung schreitet also trotz geringer werdender Flächenpressung fort, was durch den Uebergang vom dreidimensionalen in den zwei- oder eindimensionalen Spannungszustand in der Druckfläche seine Erklärung finden dürfte.

Außerdem zeigt sich, daß die Kurven in Abb. 21 und 22 einander etwa umgekehrt proportional sind, was die Vermutung eines Zusammenhanges zwischen Zahl der Radübergänge, Abnutzung der Drähte und deren Festigkeitsverlust als Zerstörungsursache des Seils weiter erhärtet.

D. Versuchsreihe. 2. Flachstahl mit Laufrädern von 175 mm ∅.

Es hat sich also in Versuchsreihe 1 zunächst der schädliche Einfluß der örtlichen Druckspannungen unter dem Laufrad gezeigt. Da ferner vermutet wird, daß die Biegungsspannung im Seil für dieses unschädlich ist, sollte die Versuchsreihe 2 den Beweis erbringen[47]), daß die Zugvorspannung und die Biegungswechselspannung allein bei Wegfall der zerstörenden Flächenpressung garnicht oder erst nach einer sehr hohen Lastwechselzahl imstande sind, des Tragorgan zu zerstören.

Da nun nach dem früher Gesagten (siehe S. 22) das Tragseil nicht als Drahtbündel, sondern als ein fester zusammenhängender Körper anzusehen ist, konnte es für den Zweck dieser Versuchsreihe durch einen Stab ersetzt werden. Durch Wahl eines Stabes mit geeignetem Querschnitt, nämlich mit möglichst großer Laufbahnfläche, ließ sich also die Flächenpressung unter sonst gleichen Bedingungen leicht herabsetzen.

Hierfür wurde ein Flachstahl von 30 mm Breite und 15 mm Dicke gewählt, dessen übrige Festigkeitseigenschaften dem Spiralseil soweit als möglich entsprachen. Die Länge dieser Stäbe betrug 3,5 m. Ihre Abmessungen und Eigenschaften sind in Zahlentafel 8 wiedergegeben.

---

[47]) Also etwa im Sinne der Seite 24 beschriebenen Versuche. Diese wurden jedoch erst bekannt, als Versuchsreihe 2 nahezu abgeschlossen war.

Zahlentafel 8.

Abmessungen und Eigenschaften der Stahlstäbe für Versuchsreihen 2 und 3.

Abmessungen der Stäbe: 30 × 15 × 3 500 mm.
Querschnittsfläche F: 450 mm².
Streckgrenze: 53,5 kg/mm².
Spezifische Festigkeit k_z: 100,5 kg/mm².
Gesamt-Zerreißfestigkeit K_z: 45 225 kg.
Dehnung δ_{10}%: 9,1.
Einschnürung: 19%.

Chemische Zusammensetzung:	C	Si	Mn	P	S
	0,80	0,30	0,74	0,019	0,04%

Anspannung S: 11300 kg
Spezifische Zugspannung σ_z: 25,1 kg/mm²
Zugsicherheit $k_z : \sigma_z = 4$
Biegungsbeanspruchung σ_b: 9,06 kg/mm²
Flächenpressung P_{max}: 27,7 kg/mm²

Danach hatte der Stahlstab zwar einen etwas größeren Querschnitt als das Spiralseil, aber eine geringere spezifische und Gesamtfestigkeit, da solche Stähle mit über 100 kg/mm² spez. Festigkeit kaum hergestellt werden. Für die Versuche wurde jedenfalls ein Stahl mit der größten erhältlichen Festigkeit gewählt, um die Ergebnisse der Versuchsreihen 1 und 2 möglichst direkt miteinander vergleichen zu können. Dementsprechend wurde auch die Anspannung mit 11 300 kg wieder ¼ der Zerreißfestigkeit gewählt, sodaß $\sigma_z = 25{,}1$ kg/mm² wurde.

Für die Belastung wurde ebenfalls ein Laufwerk mit Rädern von 175 mm ∅ und 220 mm Radstand verwendet, die Radlast Q aber entsprechend der geringeren Festigkeit des Stabes zu 135 kg festgelegt. Für diese Radlast beträgt die Federhöhe der Belastungsfeder 210 mm. Sie schwankte jedoch infolge der Durchbiegung von Flachstahl und Gegenschiene zwischen 206 und 213 mm, sodaß die Radlast sich in den Grenzen von 137,5 bis 132,5 kg bewegte.

Die Laufräder bestanden wiederum aus Stahlguß Stg. 60.81 mit den in Zahlentafel 4 (Seite 57) für Versuchsreihe 1 angegebenen Festigkeitswerten. Sie waren jedoch mit einer

zylindrischen Lauffläche versehen von 35 mm Breite, die auf der 30 mm breiten Laufschiene satt auflag. Damit ergaben sich folgende Spannungsverhältnisse:

Die Biegungsspannung[48]) wird, wenn man den Flachstahl als frei aufliegenden, in der Längsrichtung gezogenen und durch die Einzellast Q in der Mitte quer belasteten Träger ansieht[49]):

$$\sigma_{b\ max} = \frac{0{,}5\ Q}{\eta \cdot W} \cdot \mathfrak{Tg}\ (\eta \frac{L}{2}) \qquad (24)$$

Hierin sind:

Q in kg: die Radlast

$$\eta = \sqrt{\frac{S}{E \cdot J}}$$

S in kg: die Längsspannung
J in cm⁴: das Trägheitsmoment des Querschnittes
W in cm³: das Widerstandsmoment des Querschnittes
L in cm: die freitragende Länge.

Die Zahlenwerte dafür sind:

Q = 150 kg

$$\eta = \sqrt{\frac{11300}{0{,}844 \cdot 2{,}15 \cdot 10^6}} \quad 7{,}8 \cdot 10^{-2}\ \text{cm}^{-1}$$

W = 1,125 cm³
L = 221 cm

Die hyperbolische Tangensfunktion kann schon von etwa 50 cm Spannweite an gleich 1 gesetzt werden. Somit ergibt sich

$$\sigma_{b\ max} = 7{,}7\ \text{kg/mm}^2.$$

Für diesen Fall des freiaufliegenden Trägers läßt sich auch der Verlauf der Biegungsspannungen seitwärts vom Lastangriffspunkt verfolgen. Uns interessiert, da das eine Rad in Mitte der Spannweite angenommen ist, die Spannung unter dem anderen, um die Strecke x = 22 cm von der Mitte entfernten Rade. Dort ist

$$\sigma_x = \sigma_{b\ max} \cdot \frac{\mathfrak{Sin}\ \eta\ (0{,}5\ L - x)}{\mathfrak{Cof}\ \eta \frac{L}{2}} \qquad (25)$$

[48]) Gleichung (1) ist wegen rechteckigen Querschnittes hier nicht anwendbar.
[49]) Siehe z. B. Hütte Band 1.

Durch Einsetzen der Zahlenwerte ergibt sich[50]):

$$\sigma_{220} = 7{,}7 \cdot \frac{\mathfrak{Sin}\ 6{,}9}{\mathfrak{Cof}\ 8{,}65} = 1{,}36\ \text{kg/mm}^2$$

In 220 mm Entfernung ist also die Biegungsspannung schon auf 17,7% des Anfangswertes gesunken. Unter der vereinfachenden, aber hinreichend zutreffenden Annahme, daß die gegenseitige Beeinflussung der Räder etwa gleich groß ist, wird dann

$$\sigma_{b\ ges} = 9{,}06\ \text{kg/mm}^2.$$

Die Flächenpressung läßt sich in diesem Falle der zylindrischen Berührung nach einer ebenfalls von H. Hertz[51]) angegebenen Weise berechnen. Die Berührungsfläche besteht hier aus einem Rechteck mit der Länge a gleich der Breite des Flachstahls, gleich 30 mm, und mit der unbekannten Breite b. Bezeichnen

Q" in kg/cm² den Druck je Zentimeter Breite, sodaß $Q'' = \frac{10\ Q}{a}$ ist, wenn wir a und b wieder in Millimetern rechnen,

$R = \frac{1}{\rho} = \frac{2}{D}$ in cm^{-1} die Laufradkrümmung

$\vartheta = 1{,}693.10^{-6}$ den Elastizitätswert, welcher wieder für beide sich berührenden Körper gleichgesetzt wird, so ist:

$$b = \sqrt{\frac{Q'' \cdot 2\ \vartheta}{\pi \cdot R}} \tag{26}$$

$$p_{mittel} = \frac{Q}{10\,b} = \frac{Q}{a\,b}\ \text{kg/mm}^2 \tag{27}$$

Auch hier nimmt der Flächendruck vom Rande des Berührungsrechtecks, wo er gleich Null ist, zu bis zu einem Höchstwert p_{max} in der Mitte, der sich aus den geometrischen Bedingungen ergibt zu

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} \cdot p_{mittel} \tag{28}$$

Mit den Zahlenwerten

$$Q'' = \frac{135}{3} = 45\ \text{kg/mm}^2 \text{ und}$$

---

[50]) Bei hyperbolischen Funktionen kann für Argumentwerte x über 6 gesetzt werden:

$$\mathfrak{Sin}\ x = \mathfrak{Cof}\ x = 0{,}5\ e^x.$$

[51]) H. Hertz, Gesammelte Werke (30), Seite 196.

$$R \quad \frac{2}{17{,}5}$$

wird

$b = 0{,}206$ mm

$p_{mittl} = 21{,}8$ kg/mm²

$p_{max} = 27{,}7$ kg/mm².

Für die Ableitung dieser Gleichungen macht Hertz dieselben Voraussetzungen wie Seite 4 aufgeführt. Diese sind im vorliegenden Fall erfüllt, da der Höchstdruck unter der Streckgrenze sowohl des Flachstahls als des Laufrades liegt. Dazu ist noch zu bemerken, daß bei dem Druck zwischen zwei Zylindern oder Zylinder und Ebene ein zweidimensionaler Spannungszustand auftritt. Wie hoch hier die zum Bruch führende Druckspannung ist, ist bisher noch nicht einwandfrei ermittelt. Zugspannungen am Rande der Druckfläche wie beim dreidimensionalen Spannungszustand können sich natürlich hier überhaupt keine ausbilden. Man nimmt heut als erste grobe Annäherung an[52]), daß der spannungsvermindernde Einfluß der unbekannten zweiten Hauptspannung und der gegen p_{mittl} spannungserhöhende Einfluß von p_{max} sich aufheben, sodaß p_{mittl} auch als die für den Bruch maßgebende Spannung angesehen wird.

Da in unserem Falle p_{mittl} unter 40% der Streckgrenze des Flachstahls bleibt, waren also Schädigungen von vornherein nicht zu erwarten.

Die Versuche am Flachstahl, welche etwa 3 Monate dauerten, gingen so vor sich, daß der Stahl flachliegend in die Prüfmaschine eingebaut, unter Verwendung von Schraubenklemmen festgehalten und dann angespannt wurde. An die Enden des Stahls waren zur besseren Befestigung flache Keilflächen angehobelt worden. Mit Rücksicht auf die Länge der zur Verfügung stehenden Stahlstäbe von nur 3,5 m wurden die beiden Zuganker zwischen den beweglichen Querhäuptern durch längere ersetzt.

Als Fahrstrecke[53]) wurde anfangs die ganze zwischen den Einspannungen verbleibende Länge von 144 cm benutzt. Nach 10^6 Fahrten gleich 2.10^6 Lastwechseln wurde jedoch zwecks

[52]) Siehe z. B. Berndt (36).

[53]) Von Wagenmitte zu Wagenmitte gemessen.

Zeitersparnis die Fahrstrecke soweit verkürzt, daß die Biegungsspannung in der Mitte der Fahrstrecke bestimmt gleich Null wurde, wenn sich das Laufwerk an einem Ende befand. Letzteres, damit der volle Betrag der Biegungsspannung σ_b für die Wechselbeanspruchung nutzbar wurde und das Versuchsergebnis einwandfrei blieb. Hieraus und mit Rücksicht auf die Kettenteilung der Umlaufketten ergab sich eine Länge der Fahrstrecke von 93 cm.

Schmierung wurde zwischen der Schiene und den Rädern nicht vorgesehen, nur gelegentlich wurde an den Seitenflächen der Schiene etwas Oel aufgebracht zur Verhinderung der bisweilen störend auftretenden Bordrandreibung.

Daß die Flächenpressung tatsächlich gering war, konnte hier insofern sichtbar gemacht werden, als Oel, das zu diesem Zweck zwischen Laufrad und Schiene gebracht wurde, sich in geschlossenem Film auf der Lauffläche erhielt. Andrerseits war es nicht möglich, bei Verwendung des Kohlepapiers, welches zwischen Spiralseil und Rad wegen der hohen Flächenpressung vollständig zerquetscht worden war, auch nur einen Farbabdruck zu erhalten.

Außer Blankwerden der Schiene und der Räder trat, wie zu erwarten war, eine Zerstörung oder sichtbare Abnutzung an keinem von beiden auf. Es erschienen daher ausreichend, die Versuche bis zu einer Lastwechselzahl fortzusetzen, welche ein Vielfaches der von dem geprüften Spiralseil ausgehaltenen ausmachte, und welche auch bis jetzt, soweit bekannt geworden, noch von keinem Tragseil in vollverschlossener Machart ausgehalten worden ist.

Nach den inzwischen bekannt gewordenen Ludwikschen Versuchen ergab sich außerdem für den Flachstahl folgendes Bild:

$$\frac{\sigma_v}{\sigma_u} = \frac{25{,}10}{34{,}16} = 73{,}5\%$$

Das ist etwa dasselbe Verhältnis wie bei dem untersuchten Spiralseil, sodaß auch in dieser Hinsicht die Ergebnisse der Versuchsreihen 1 und 2 vergleichbar sind. Vor allem zeigt aber die in Abb. 5a nach den Ludwikschen Ergebnissen für SM Stahl 100 eingezeichnete Kurve, welche ja für den vorliegenden Fall einen guten Anhalt bietet, daß bei einem Vorspannungsverhältnis von 73,5% eine Gesamtspannung $\sigma_u = 90$ kg/mm²

zulässig wäre, wenn man eine Lastwechselzahl von 10^7 für den Stab gerade noch erreichen wollte. Wieviel Lastwechsel die hier vorhandene Spannung von 34,10 kg/mm² zuläßt (falls überhaupt keine Flächenpressung vorhanden wäre), kann nur vermutet werden, aber immerhin dürfte eine Zahl von 100.10^6 nicht zu hoch geschätzt sein.

Die Versuche wurden daher nach einer Lastwechselzahl von $7{,}6.10^6$ unterbrochen, was etwa dem 0,5 fachen des Wertes entspricht, bei dem sich bei dem untersuchten Spiralseil der erste Drahtbruch gezeigt hatte. Auch sei nochmals erwähnt, daß die besten bisher bekannt gewordenen Betriebsergebnisse an verschlossenen Tragseilen 7.10^6 Lastwechsel bis zur völligen Zerstörung der Seile betrugen.

Bei dem Ausbau der Schiene zeigten sich nun folgende Veränderungen:

Die Dicke der Schiene in dem befahrenen Teil war von 15,14 auf i. M. 15,10 mm, also um 0,04 mm zurückgegangen, während sich gleichzeitig der Halbmesser jedes Laufrades um 0,4 mm verringert hatte, also ein gegenüber der großen Fahrtenzahl — entsprechend einer Fahrstrecke der Räder von 7550 km — sehr geringfügiger Betrag.

Dagegen zeigte sich, daß der ursprünglich gerade Stab eine bleibende Krümmung mit 60 mm Gesamtpfeilhöhe angenommen hatte und zwar so, daß die Lauffläche auf der Krümmungsaußenseite lag. Die Krümmung hatte also die entgegengesetzte Richtung der im Betriebe auftretenden Durchbiegung und konnte nur so entstanden sein, daß bei dem Darüberfahren des Laufwerkes die obersten Fasern des Stoffes ausgewalzt, also bleibend gedehnt wurden. Die Spannungsverteilung in dem nach oben durchgebogenen und sonst unbelasteten Stab kann man sich etwa nach Abb. 23 vorstellen. Zu der durch das Auswalzen entstandenen Druckspannung tritt die der Krümmung des Stabes entsprechende Biegungsspannung. Nach geometrischer Addition müssen die Zug- und Druckspannungen sowie deren Momentensumme gleich Null sein. Daraus folgt, daß sich im allgemeinen Fall solcher Belastung mehrere Nullinien in dem Stab ausbilden müssen, die Spannung also an mehreren Stellen von Druck nach Zug wechselt.

Wird dieser Stab nun wieder gerade gebogen, was nur durch äußere Momente erfolgen kann, wie z. B. durch das Moment der an den Stabenden angreifenden Zugkraft, so er-

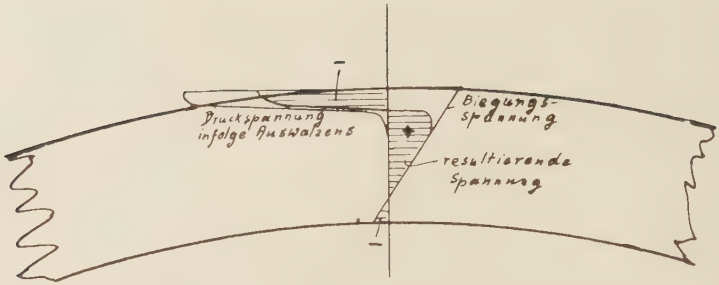

Abbildung 23:
Spannungsverteilung in durch Auswalzen gekrümmtem Stabe.

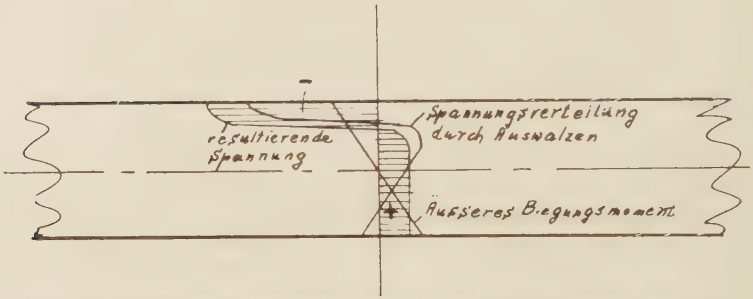

Abbildung 24: Spannungsverteilung in dem durch äußeres Moment wieder gerade gebogenen Stab nach Abbildung 23.

geben sich die in Abb. 24 angedeuteten Spannungen. Es zeigt sich also, daß ein so ausgewalzter Stab schon im gerade gestreckten Ruhezustand innere Spannungen aufweist, zu denen sich nun noch die im Betriebe auftretenden Zug- und Biegungsspannungen addieren.

Die zahlenmäßige elastizitätstheoretische Feststellung dieser Spannungen ist zur Zeit noch nicht möglich, es ist aber als sicher anzunehmen, daß selbst die geringe Flächenpressung zwischen Rad und Fahrbahn des vorliegenden Versuches

einen gewissen Einfluß auf die Lebensdauer der Fahrbahn haben wird.

Als wichtigstes Ergebnis vorliegender Versuchsreihe ist aber festzustellen, daß ein Körper, der im Verhältnis zu seiner Festigkeit denselben Zug- und Biegungsspannungen unterworfen wird das Spiralseil der ersten Versuchsreihe, bei dem aber die Flächenpressung zwischen Rad und Fahrbahn auf einen geringen Betrag herabgesetzt wird, ein Vielfaches der Lastwechselzahl des Spiralseiles erreicht.

E. Versuchsreihe 3. Flachstahl mit Laufrädern von 20 mm ∅.

Es schien nun noch von Interesse, weiteren Aufschluß über die Wirkung der Flächenpressung auf dem Versuchswege zu erhalten und vor allem die unter der Wirkung der Flächenpressung auftretenden Zerstörungen kennen zu lernen. Deshalb wurde noch eine dritte Versuchsreihe durchgeführt, wobei im allgemeinen die Verhältnisse gegenüber der zweiten Versuchsreihe annähernd unverändert gelassen wurden, bei der aber die Flächenpressung auf den höchsten in der Versuchseinrichtung unter diesen Bedingungen erreichbaren Betrag erhöht wurde.

Statt der Laufräder von 175 mm ∅ kamen daher nunmehr Röllchen von 20 mm ∅ zur Verwendung, die mit Rücksicht auf die hohen zu erwartenden Flächenpressungen im Einsatz gehärtet, geschliffen und poliert wurden. Um die Flächenpressung bei diesem Durchmesser mit möglichster Sicherheit über die Streckgrenze des Flachstahles zu erhöhen und auf diese Weise einen Unterschied gegen Versuchsreihe 2 zu erhalten, mußte der Raddruck auf 170 kg erhöht werden. Infolge der Durchbiegungen von Flachstahl und Gegenschiene schwankte er zwischen 172,5 und 167,5 kg.

Die Zugspannung von 11 300 kg wurde beibehalten wie zuvor. Demnach traten folgende Spannungen auf:

$$\sigma_z = 25{,}1 \text{ kg/mm}^2$$

Die Biegungsspannung unter jedem Laufrad $\sigma_{b\,ges}$ setzt sich wieder zusammen aus σ_{bo} und dem Einfluß des benachbarten Rades $\sigma_{b\,220}$, die nach Gleichung (24) und (25) zu berechnen sind. Es wird:

$$\sigma_{bo} = 9{,}6 \text{ kg/mm}^2$$
$$\sigma_{b\,220} = 1{,}6 \text{ kg/mm}^2$$
$$\sigma_{b\,ges} = 11{,}2 \text{ kg/mm}^2$$
$$\frac{\sigma_v}{\sigma_o} = \frac{25{,}1}{36{,}3} = 69\%$$

Gegenüber dem für Versuchsreihe 2 gültigen Wert des Vorspannungsverhältnisses von 73,5% ist also die Abweichung nur gering, sodaß Biegungs- und Zugspannung allein eine ähnlich lange Lebensdauer wie dort erwarten lassen würden.

Die Auflagebreite der Laufröllchen dagegen wird nach den Gleichungen (26) bis (28) mit dem Wert R = 1:

$$b = 0{,}078 \text{ mm}$$

und damit die Flächenpressung:

$$p_{mittl} = \frac{170}{30 \cdot 0{,}078} = 73 \text{ kg/mm}^2,$$

$$p_{max} = \frac{4}{\pi} p_{mittl} = 93 \text{ kg/mm}^2.$$

Gegenüber dem als maßgebend anzusehenden Wert $p_{mittl} = 73$ kg/mm² liegt die Streckgrenze des Flachstahls, wie erwähnt, bei 53 kg/mm². Der höhere Wert der Flächenpressung konnte hier ohne weiteres sichtbar gemacht werden, da sich ein Oelfilm zwischen Rollen und Laufschiene nicht halten konnte, während Kohlepapier mit anderem Papier zusammen zwischen Rolle und Schiene eingelegt einen deutlichen Abdruck auf dem Papier erzeugte.

Auch diese Versuche wurden bis zu $7{,}6 \cdot 10^6$ Lastwechsel durchgeführt, da sich äußere Zerstörungserscheinungen bis dahin nicht zeigten. Bei dem Ausbau der Schiene zeigte sich, daß die Dicke von 15,16 mm auf i. M. 15,11 mm zurückgegangen war. Die Laufröllchen selbst hatten keinerlei Veränderungen erfahren. Weiterhin hatte sich auch dieser Stab unter der Belastung nach oben durchgebogen, und zwar auffälligerweise um den gleichen Betrag wie die Schiene der Versuchsreihe 2.

Um jedoch festzustellen, welche Festigkeitsveränderungen an der Schiene vor sich gegangen waren, schien der brauchbarste Weg die Kerbschlagprobe — trotz der bei dieser Prüfung stets auftretenden großen Streuung der Versuchs-

ergebnisse. Es wurden Versuchsstäbe mit den in Abb. 25 wiedergegebenen Abmessungen angefertigt aus gänzlich unbenutzten Flachstahlstangen gleicher Herkunft und Herstellung wie die in Versuchsreihe 2 und 3 benutzten Stäbe und aus letzteren beiden.

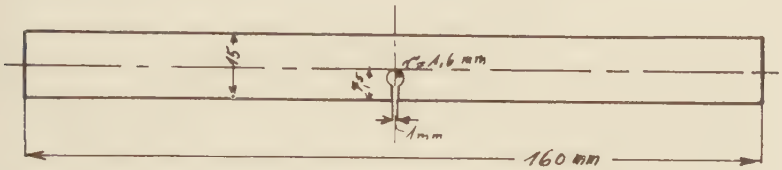

Abbildung 25: Kerbschlagprobe aus Flachstahl 15 × 30 mm.

Die Ergebnisse der Kerbschlagproben sind in Zahlentafel 9 wiedergegeben. Es zeigt sich daraus, daß eine Festigkeitsabnahme lediglich bei den Proben 23 bis 28 eingetreten ist, also nur bei dem Stab der Versuchsreihe 3 und auch nur bei den Teilen, die gleichzeitig Zug, Biegung und hoher Flächenpressung ausgesetzt gewesen sind.

Somit erhärten auch die Versuchsreihen 2 und 3 die geäußerten Vermutungen über die Schädlichkeit hoher Flächenpressungen bei Tragseilen.

Abschnitt 5. Folgerungen aus den Versuchsergebnissen.

Soll nun versucht werden, anhand des bisher Gesagten und der Versuchsergebnisse eine Erklärung für die verglichen mit anderen Maschinenelementen äußerst kurze Lebensdauer der Drähte im Tragseil zu geben, so ist folgendes festzustellen:

1. Die Zugspannung, welche durch das Spanngewicht oder dergl. erzeugt wird, scheidet als Bruchursache naturgemäß aus, da sie eine rein statische Belastung ist. Somit könnten Brüche weder bei Zugspannungen auftreten, die unter $\sigma_z = \zeta \cdot k_z = 0{,}87 \cdot 142$ kg/mm² liegen, noch könnte ihr Eintreten abhängig von der Lastwechselzahl sein.

2. Biegungsermüdung der Drähte infolge Biegung des gesamten Seiles kommt als Bruchursache ebensowenig in

Zahlentafel 9:

Ergebnisse der Kerbschlagproben an Flachstählen.

Probenummer	Entnommen aus	Im Betrieb beansprucht mit	Spez. Schlagarbeit in kg/mm²	im Mittel
01	Unbenutzte	nicht beansprucht	2,45	
02	Schiene	„ „	2,23	
03	„	„ „	2,39	2,4
04	„	„ „	2,33	
05	„	„ „	2,63	
11	Schiene	nur auf Biegung	2,10	2,4
12	der Versuchsreihe 2	„ „ „	2,70	
13	„	$3{,}8 \cdot 10^6$ Lastwechs.	1,95	2,3
14	„	„ „	2,48	
15	„	$7{,}6 \cdot 10^6$ „	2,69	
16	„	„ „	*	2,7
17	„	„ „	2,71	
18	„	„ „ Kerb durch Lauffläche	2,84	2,8
19	„	$1{,}0 \cdot 10^6$ Lastwechs.	2,26	2,3
20	„	$2{,}0 \cdot 10^6$ „	2,17	2,2
21	Schiene	nur auf Biegung	2,92	2,8
22	der Versuchsreihe 3		2,67	
23	„	$3{,}8 \cdot 10^6$ Lastwechs.	1,92	1,8
24	„	„ „	1,75	
25	„	$7{,}6 \cdot 10^6$ „	1,75	
26	„	„ „	2,17	2,0
27	„	„ „	1,96	
28	„	„ „ Kerb durch Lauffläche	1,83	1,8

* Ablesung infolge Versagens des Schleppzeigers nicht möglich.

Frage, wie sich aus den Betrachtungen S. 25 und den Versuchsreihen 2 und 3 ergeben hat.

Außerdem hätten, falls die Biegungsermüdung bei dem untersuchten Spiralseil eine Rolle spielte, Drahtbrüche auch an den Einspannstellen vor den Querhäuptern auftreten müssen. Dort war das Biegungsmoment im Anfang, solange das Laufwerk bis dicht an die Einspannung heranfuhr, größer als unter den Laufrädern und blieb auch späterhin, von etwa 150 000 Lastwechseln an, mindestens ebensogroß wie das unter den Rädern. In Wirklichkeit ist aber nicht nur an der Einspannung kein Drahtbruch aufgetreten, sondern der Drahtwerkstoff hat auch dort keinerlei nachweisbare Veränderung erlitten, wie die Drahtproben 7 und 8 bei der Dornbiegeprobe, Zahlentafel 7, beweisen. Dasselbe ergibt sich aus den Kerbschlagproben 11, 12, 21 und 22 der Zahlentafel 8.

3. Dagegen ist nach dem bisher Gesagten und nach den Versuchsergebnissen als so gut wie sicher anzusehen, daß alle Zerstörungserscheinungen im Tragseil auf den Einfluß der Flächenpressung zurückzuführen sind.

Wie diese Flächenpressung sich nun auf den einzelnen Draht auswirkt, darüber kann man nach dem Aussehen der Bruchstelle und aus den Ergebnissen der Versuchsreihen 2 und 3 folgende Vermutung aufstellen:

Es scheint, als ob die Drähte an der am meisten befahrenen Stelle infolge des dort stattfindenden Auswalzens das Bestreben haben, sich stärker zu krümmen, als es dem Seildurchmesser entspricht. Durch den Seilzug werden sie in ihrer Lage gehalten, wobei Spannungen ähnlich den in Abb. 24 dargestellten in ihm zusätzlich auftreten. Bei dem Darüberrollen des Laufrades wird der Draht nun zusammen mit dem Seil als dessen äußerste Faser gebogen, sodaß besonders auf seiner Außenseite die Druckspannungen weiter vergrößert werden, während auf seiner Innenseite immer noch sehr starke Zugspannungen herrschen. Der Draht bietet also, obwohl er um einen großen Halbmesser gebogen wird, das Spannungsbild einer überelastischen Biegung. Dazu kommt noch, daß er sich ja auch tatsächlich innerhalb des Seils nach unten durchbiegen kann und wird, da er auf der nächsten Drahtlage nur punktweise unterstützt wird[54]).

[54]) Bezeichnenderweise hat diese punktweise Auflage der Deckdrähte eines Tragseils in der Praxis den Namen „Brücke".

Da aber auch andererseits, wie die Dornbiegeproben zeigen, durch die Ueberbeanspruchung seiner Oberfläche seine Biegefähigkeit rasch sinkt, so scheint der frühzeitige Bruch der Drähte im Tragseil durch diesen doppelten Einfluß der Flächenpressung erklärlich.

Das auffallend übereinstimmende Bruchaussehen der Drähte ist vielleicht darauf zurückzuführen, daß infolge der Zusatzspannungen in den nach der Seilinnenseite zu gelegenen Drahtfasern der Draht zunächst mit feinkörnigem Bruch quer einreißt und zwar quer zu seiner Achse, und daß das überstehende Ende den Restbruch mit grobkörnigem Gefüge darstellt.

Eine weitere Ursache für den Bruch der Drähte, die sich der soeben beschriebenen überlagern kann, ist vielleicht in der stark ausgeprägten Kerbempfindlichkeit der Drähte zu suchen, wenn sie Dauerschwingungen ausgesetzt werden. Hierüber hat z. B. Herbst ausführlich berichtet[55]). Von ihm wurden Drähte in einer Dauerschlagmaschine mit 20% ihrer Festigkeit statisch vorgespannt und durch Schläge um weitere 20% belastet. Während sie nun normalerweise 3.10^6 Schläge aushielten, ging ihre Lebensdauer auf einen geringen Bruchteil zurück, sobald durch eine kleine auf den Draht aufgebrachte Klemmvorrichtung dieser nur so wenig eingedrückt wurde, daß eine Oberflächenbeschädigung mit bloßem Auge noch nicht sichtbar war. Der Bruch erfolgte dann auch stets an der geklemmten Stelle.

Nun treten zwar im Tragseil keine Schläge auf, aber die Zu- und Abnahme der Spannungen im Draht könnte als Schwingung aufgefaßt werden. Auch ist der vom Rad im Draht hervorgerufene Eindruck wesentlich nachhaltiger als die geringen Eindrücke, die bei den Versuchen von Herbst ausreichten, um die Lebensdauer bedeutend zu verkürzen.

Es soll allerdings nicht verschwiegen werden, daß mit dieser Annahme die Tatsache schwer vereinbar ist, daß die andere im Draht vorhandene Druckstelle, nämlich die zwischen ihm und seiner Unterlage, offenbar keinen Einfluß auf den Bruch hat. Zwar verteilt sich der auf einen

---

[55]) H. Herbst, „Die Beurteilung von Förderseileinbänden", Glückauf 1928 Nr. 36.

Deckdraht entfallende Anteil am Raddruck auf mehrere[56]) Auflagestellen etwa sinusförmig, aber es treten doch, wie die Nachrechnung zeigt, an den am stärksten belasteten Auflagestellen Flächenpressungen auf von derselben Größenordnung wie zwischen der Außenseite der Drähte und dem Rad. Erst später werden sie geringer, wenn die Drähte sich ineinander eingearbeitet haben.

Schließlich sei noch auf einen chemischen Einfluß als mögliche Bruchursache hingewiesen, die „Reiboxydation"[57]). Darunter versteht man die Sauerstoffaufnahme des einer plastischen Verformung unterworfenen Metalles. Hierbei umlagert sich jedes Metallteilchen mit durch Adsorption aufgenommenen Sauerstoffatomen, wodurch es aus seinem Zusammenhang gelöst wird. Die vorausgegangenen plastischen Verformungen bewirkten dabei chemische Aktivierung der sonst chemisch trägen Metallatome. Den notwendigen Sauerstoff liefert die Luft oder das Schmiermittel, in dem ja immer Luftsauerstoff gelöst ist.

Nach Kenntnis dieser Vorgänge scheint es vorteilhaft, der Tragseilschmiere Graphit beizumengen. Dieses verbindet sich unter dem hohen Flächendruck des Laufrades metallisch mit dem Draht und schafft einen für Sauerstoff undurchgänglichen Oberflächenschutz.

Welche der angegebenen Möglichkeiten für die Zerstörung der Drähte letzten Endes maßgebend sein mögen, muß wohl noch geklärt werden. Fest scheint jedenfalls zu stehen, daß die Flächenpressung zwischen Rad und Tragseil der ausschlaggebende Anlaß für das frühzeitige Versagen der Tragseile ist.

Abschnitt 6. Die zulässige Höhe der Flächenpressung.

Nachdem bisher die Zerstörungen im Werkstoff infolge zu hoher Flächenpressungen untersucht wurden, erhebt sich nunmehr die Frage, welche Höhe der Flächenpressung als zulässig angesehen werden soll. Es ist auch bereits von

[56]) Bei 37-drähtigem Spiralseil sind es 16 Auflagestellen.

[57]) Siehe M. Fink und U. Hoffmann, „Zur Theorie der Reiboxydation", Archiv für Eisenhüttenwesen, Band 6, S. 161; ferner von denselben Verfassern „Abnutzung von Zahnrädern", ZdVDI. 1933, Seite 978.

verschiedenen Seiten versucht worden, einen Maßstab dafür aufzustellen.

Hier ist zunächst Föppl zu nennen, der von der mittels Kugeldruckprobe gefundenen Oberflächenhärte der Körper ausgeht und zu bestimmen sucht, welche „Sicherheit" gegenüber dem eine bleibende Verformung erzielenden Kugeldruck für technische Zwecke angewendet werden müsse[58]).

Die Kugeldruckprobe als Maßstab mag sich nun vielleicht für statische Belastungen eignen. Für den uns interessierenden Fall der dauernd wechselnden Last steht sie in keinem direkten Zusammenhang mit der auftretenden Abnutzung, welche sich aber ihrerseits nach allem bisher Festgestellten als Kriterium für die Zulässigkeit einer Flächenpressung am besten eignen dürfte. Es sei hier an die Versuchsreihe 1 erinnert, wo die anfangs verwendeten Gußeisenrollen trotz einer Härte von 170 BE nach wenigen Uebergängen schon an der Oberfläche zerstört waren und nach etwa 70 km Laufstrecke ausgebaut werden mußten. Dagegen liefen die sodann verwendeten Stahlgußrollen mit der nicht viel größeren Oberflächenhärte von 204 BE über 1700 km mit zwar merklicher, aber nicht unzulässiger Abnutzung.

Letztere wurde mittels Schablonen festgestellt, wie Seite 63 angegeben, und berechnet. In Abb. 26 ist dieser Gewichtsverlust für beide Rollen gemeinsam in Abhängigkeit von der Fahrstrecke aufgetragen. Auch er wuchs bis zum Schluß stetig und erreichte schließlich einen Gesamtbetrag von etwa 340 g.

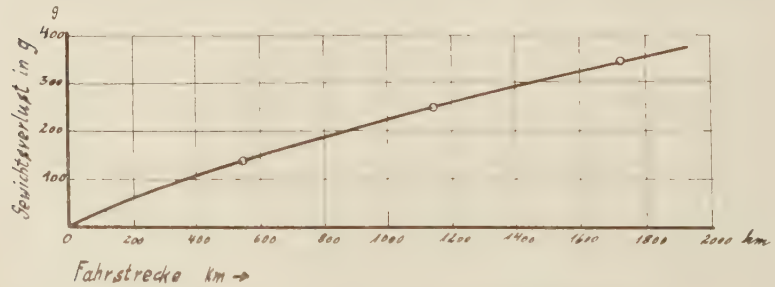

Abbildung 26: Gewichtsverluste der Stahlgußräder durch Abnutzung.

[58]) „Drang und Zwang" (32), Band 2, § 90

Demgegenüber wurde festgestellt, daß die Oberflächenhärte der Seildrähte — gemessen ebenfalls mit 5 mm Kugel bei 750 kg Druck — 368 BE betrug. Errechnet man aber aus der Darstellung Abb. 16 die Anzahl der auf jede Teilstrecke entfallenden Drähte und aus ihrem jeweiligen Gewichtsverlust nach Abb. 22 den Gewichtsverlust des gesamten Prüfseiles, so erhält man diesen zu nur etwa 17 g.

Aus diesen Vergleichen ergibt sich, daß die Oberflächenhärte nicht als Maßstab für die Abnutzung oder für die zulässige Höhe der Flächenpressung gesetzt werden kann.

Aussichtsreicher erscheint es dagegen, die mit der Kugeldruckhärte bei vielen Werkstoffen, wie gerade bei Gußeisen und Stahlguß, nur sehr lose zusammenhängende Streck- oder Zerreißgrenze als Grundlage für die Aufstellung eines Maßstabes zu verwenden. Hierbei ist auch der Umstand günstig, daß diese Größen meist einwandfrei bekannt sind oder leicht festgestellt werden können. Es wurde ja auch bereits festgestellt, daß bei dreidimensionalem Spannungszustand die um die Berührungsfläche herum auftretenden Zugspannungen maßgebend für die Zerstörung sein dürften.

Die Streckgrenze als Maßstab wird nach E. Stellrecht z. B. bei der Berechnung der Lebensdauer der Wälzlager verwendet[59]). Auch bei Tragseilen könnte man daran denken, entsprechend Gleichung (23) die zwei- bis dreifache Streckgrenze als höchstzulässige Spannung im Falle der ellipsenförmigen Berührungsfläche einzuführen. Eine Unterstützung findet diese Annahme in den Stellrechtschen Versuchsergebnissen. Stellrecht selbst will zwar eine noch höhere Belastungsgrenze als zulässig annehmen[60]), aber eine erträgliche Lebensdauer der von ihm untersuchten Kugellager findet sich erst bei Belastungen, die zwischen der 2- bis 3-fachen Zugstreckgrenze und darunter liegen. Letztere beträgt bei dem von ihm verwendeten Werkstoff 90 kg/mm² und die praktisch zulässige Grenze der Flächenpressungen ergibt sich bei

---

[59]) „Die Belastbarkeit der Wälzlager" (30).

[60]) und zwar entsprechend dem auf S. 48 Gesagten den 5-fachen Wert der Zugstreckgrenze (Stellrecht selbst führt den 6-fachen Wert anscheinend irrtümlicherweise ein). Dabei ist aber außer Acht gelassen, daß auch bei Kugellagern die Berührungsellipse ein Achsenverhältnis 1 : 10 aufweist, also vom Kreis weit entfernt ist.

seinen Versuchen zu 200 bis 300 kg/mm², und zwar meist näher an der unteren Grenze.

Auch bei diesen Versuchen zeigt sich übrigens wieder, daß der kleinere der sich berührenden Körper, in diesem Falle die Kugeln, die aus dem gleichen Werkstoff wie die Laufringe hergestellt waren, doppelt so häufig brachen als die Innenringe, welche in Häufigkeit der Schädigungen an zweiter Stelle stehen.

Will man diese bei Kugellagern gefundenen Ergebnisse auf den Fall der Tragseile übertragen, so muß das allerdings mit der notwendigen Vorsicht geschehen, da man hier vorläufig mangels Versuchsergebnissen lediglich auf Vermutungen angewiesen ist. Wollte man für die Tragseildrähte die doppelte Streckgrenze als zulässig für Flächendruck halten, so müßte man für die untersuchten Drähte $p_{max} = 240$ kg zulassen, da bei 142 kg/mm² spez. Festigkeit ihre Streckgrenze in der Nähe von 120 kg/mm² liegt. Das dürfte aber bereits zu hoch sein. Es sei daran erinnert, daß das in Versuchsreihe 1 geprüfte Seil unter einer geringeren als dort errechneten Flächenpressung gestanden hat, da die Stahlgußlaufräder mit $k_z = 60$ kg/mm² kaum eine höhere Flächenpressung als $3.60 = 180$ kg/mm² aufkommen lassen, sondern dann zerstört werden. Dieser Betrag stellt also auch die auf das Tragseil einwirkende Flächenpressung dar und überschritt bereits, wie sich zeigte, bei dem Spiralseil die Grenze des Zulässigen.

Es zwingt diese Ueberlegung somit zu der Forderung, daß bei Spiralseilen in bisher üblicher Machart und Werkstoffzusammensetzung die Flächenpressung p_{max} nicht wesentlich über die Streck- oder bestenfalls Zerreißgrenze[61]) hinausgehen sollte, wenn eine befriedigende Lebensdauer des Seiles erreicht werden soll.

Da es übrigens nicht ausgeschlossen erscheint, daß die chemische Zusammensetzung des Werkstoffes mit seiner Widerstandsfähigkeit gegen Flächenpressung in Zusammenhang steht, wurde sie für das untersuchte Spiralseil festgestellt und in Zahlentafel 3 angegeben. Die Zusammensetzung der Flachstähle für Versuchsreihe 2 und 3 ist nach

[61]) da die Streckgrenze bei hartgezogenen Drähten ja ein sehr unsicherer Begriff ist.

Angaben des Herstellers in Zahlentafel 4 aufgenommen. Die nächste und wichtigste Aufgabe wäre nun jedenfalls, versuchsmäßig den zahlenmäßigen Zusammenhang zwischen der Flächenpressung und der Lebensdauer von Drähten oder Seilen so in Kurvenform aufzustellen, daß es in Zukunft möglich ist, aus der gewünschten Lebensdauer den Raddruck, die Seilmachart und den Seildurchmesser, also sämtliche kennzeichnenden Größen einer Drahtseilbahn, einwandfrei zu bestimmen. Diese Untersuchungen könnten, nachdem die prinzipiellen Verhältnisse durch die beschriebenen Versuche an Seilen in natürlichem Maßstab geklärt sind, nunmehr an einzelnen Drähten mit entsprechend geringerem Zeitaufwand und geringeren Kosten durchgeführt werden.

Abschnitt 7. Anwendungen der Erkenntnisse und Vergleich mit praktischen Erfahrungen.

A. Lastenseilbahnen mit Spiralseilen.

Die Praxis macht mit Recht einen scharfen Unterschied zwischen Tragseilen in Spiralmachart und solchen in verschlossener Machart. Aus der früheren Seilberechnung, die die Biegungsspannung für maßgebend hielt, ließ sich dieser Unterschied jedoch nicht erklären. Praktisch besteht er in der wesentlich kürzeren Lebensdauer von Spiralseilen und in dem geräuschvolleren Lauf der Wagen auf ihnen.

Nun wurde ferner festgestellt, daß die für die Versuche verwendete Radlast nach Gleichung 6 bei einem Spiralseil von 26,3 mm ∅ für eine Anlage von mehr als durchschnittlicher Leistungsfähigkeit, nämlich für eine Stundenleistung von 80 bis 100 to, zulässig wäre. Daß die Lebensdauer trotz dieser — nach bisherigen Anschauungen — reichlichen Bemessung und trotz des guten Drahtwerkstoffes bei dem untersuchten Spiralseil sich als so gering ergab, liegt einfach daran, daß Spiralseile als Drahtseilbahntragseile einfach ungeeignet sind, wenn sie auch noch so häufig als solche verkauft werden.

Um einen Ueberblick zu bekommen, wie hoch überhaupt die Flächenpressungen bei Spiralseilen steigen und in welchem Maße sie vom Seildurchmesser abhängen, wurde die Höhe

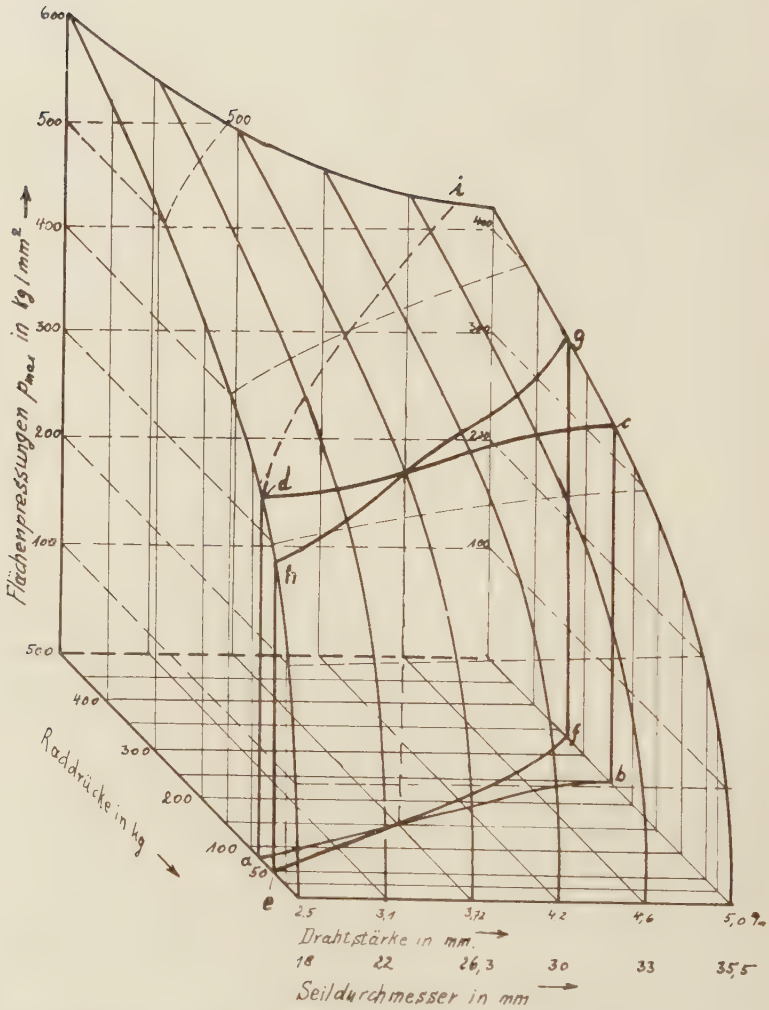

Abbildung 27: Spez. Flächenpressungen zwischen 37 drähtigem Spiralseil und Laufrädern 175–225 mm ∅ und 40–60 mm Rillenradius.

der Flächenpressung für Radlasten bis zu 500 kg und für Seildurchmesser von 18 mm bis 35,5 mm errechnet (stärkere Spiralseile werden kaum verwendet). Vorausgesetzt wurde dabei durchweg wie auch bisher die 37 drähtige Machart[62]), sodaß der Seildurchmesser vom Drahtdurchmesser direkt abhängig ist. Ferner wurden, etwa den üblichen Verhältnissen entsprechend, die Raddurchmesser für Seile von 18 bis 28 mm zu 175 mm, darüber zu 225 mm angenommen, ebenso die Rillenhalbmesser für die kleineren Räder zu 40 mm, für die größeren zu 60 mm. Der Steigungswinkel α wurde durchweg zu 19° angenommen.

Für diese Verhältnisse kann mit Auflage der Räder in zwei Punkten gerechnet werden, wie es bei dem untersuchten Seil der Fall war.

Die so errechneten Flächenpressungen wurden nun in einem dreiachsigen Koordinatensystem aufgetragen, abhängig einerseits von der Radlast Q und andererseits von dem Draht- bezw. Seildurchmesser, die ja miteinander in dem durch die Machart des Seils bedingten Zusammenhang stehen. Das Ergebnis ist in Abb. 27 aufgetragen. Es zeigt sich dabei deutlich, in wie geringem Maße die Flächenpressung als die für die Seilzerstörung maßgebende Größe von dem Seildurchmesser abhängt. So fällt z. B. p_{max} für 200 kg Radlast von 420 kg/mm² bei dem dünnsten Seil auf nur 310 kg/mm² bei dem stärksten Seil. Das liegt daran, daß der kleine Drahtdurchmesser gegenüber dem Raddurchmesser oder der Rillenrundung bei weitem überwiegt. Ferner zeigt sich, daß bei von Null an wachsendem Raddruck die Flächenpressung zunächst unerwartet schnell steigt. Hiernach erscheint es überhaupt unmöglich, ein Spiralseil so gering zu belasten, daß sich die Flächenpressung in zulässigen Grenzen hält. Um z. B. unter $p_{max} = 120$ kg/mm² zu bleiben, wäre bei dem stärksten Seil von 35,5 mm ∅ nur eine Radlast von 25 kg zulässig.

Es läge nun der Gedanke nahe, durch Verwendung der 19 drähtigen, also aus Kerndraht und 2 Drahtlagen bestehenden Seilmachart die Beanspruchungen zu erniedrigen, da hier der Drahtdurchmesser immerhin nur ein Fünftel des Seil-

[62]) Bei anderen Drahtzahlen werden wahrscheinlich weniger Punkte des Rades gleichzeitig aufliegen, was von Fall zu Fall zu prüfen wäre.

durchmessers ist gegenüber einem Siebentel bei der 37 drähtigen Machart. Die Untersuchung zeigt jedoch, daß keine Verbesserung zu erwarten ist, da dann das Rad an den meisten Stellen nur noch auf einem Draht aufliegt, wodurch der Vorteil des größeren Drahtdurchmessers wieder verloren geht. In der Tat hat sich auch in der Praxis ein Unterschied in der Lebensdauer der beiden Macharten nicht gezeigt. Auch die 61 drähtige Konstruktion, also mit 4 Drahtlagen über einem Kerndraht, wird nur selten verwendet. Einen Vorteil kann sie nicht bringen, da hier einer mehrpunktigen Auflage wieder ein kleinerer Drahtdurchmesser gegenübersteht.

Aus den für die 19 drähtige Machart angegebenen Gründen dürften sich auch die früher gelegentlich verwendeten Verbundseile mit einer Außenlage dicker Drähte als Tragseile nicht bewährt haben[63]). Daß sie als Zugseile, z. B. in der Seale-Machart überlegen zu sein scheinen, widerspricht dem nicht, da das Zugseil in den Scheibenrillen bessere Auflagebedingungen findet als das Tragseil in den Laufrillen.

Aus dem in Abb. 27 ersichtlichen raschen Anwachsen der Flächenpressung bei noch kleinen Raddrücken erklärt sich ferner, warum man bei Spiralseilen unter einen gewissen Seildurchmesser, etwa 15 bis 16 mm, auch bei kleinsten Lasten nicht heruntergehen kann, ohne das Seil noch schneller als gewöhnlich zu zerstören. Für das Leerseil der Lastenbahnen, auf dem also die entladenen Wagen zurückkehren, tritt erschwerend noch hinzu, daß der Rillenradius der Laufräder natürlich dem Vollseil und dessen Kupplungen angepaßt sein muß. Die Flächenpressung wird also bei Leerseilen noch höher, als es nach Abb. 27 erscheint.

Aus dieser Abbildung läßt sich ferner die Brauchbarkeit von Seilen beurteilen, die nach den empirischen Regeln der Gleichung (6) bemessen sind. Zu diesem Zweck seien zunächst die dem untersuchten Seil gleichwertigen Seile herausgesucht, und zwar verbindet Kurve c — d alle Punkte, für die p_{max} wie bei dem untersuchten Seil gleich 330 kg/mm² ist. Die Grundrißprojektion von c — d, also Linie a — b, gibt die zugehörigen Raddrücke an. Diese schwanken zwischen 80 kg beim dünnsten und 250 kg beim stärksten Seil.

[63]) wofür eine Erklärung bisher auch noch nicht gegeben werden konnte.

Ermittelt man ferner nach Gl. (6) die Radlasten, die sich für die einzelnen Seildurchmesser bei Stundenleistungen von 80 bis 100 to ergeben, so erhält man Kurve e — f, die von 50 kg beim dünnsten Seil bis etwa 330 kg beim stärksten ansteigt. Dazu gehört die Kurve der Flächenpressungen h — g. Es zeigt sich, daß diese einen wesentlich steileren Verlauf hat als die Kurve d — e, und zwar steigt sie von 290 kg/mm² auf etwa 365 kg/mm². Dieser Wert muß als unbedingt zu hoch für eine stark beanspruchte Anlage von 100 to Stundenleistung bezeichnet werden. Daraus ist nur zu erklärlich, daß man mit Spiralseilen für höhere Raddrücke und stark beanspruchte Anlagen die schlechtesten Erfahrungen gemacht hat, selbst wenn man die Seile schon von vornherein um einige Millimeter stärker nahm — was in Wirklichkeit an der Flächenpressung ja nichts ändert — als es die Berechnungsformel verlangt hätte.

Noch ungünstiger liegen die Verhältnisse für die Flächenpressung bei kleinen Stundenleistungen. Als Grenzfall ist in Abb. 27 die Kurve d — i eingetragen für geringste Stundenleistungen. Sie beginnt mit einem Raddruck von 80 kg, der für das 18 mm starke Seil dieselbe Lebensdauer erwarten lassen sollte, die das Versuchsseil erreichte. Bei Beibehaltung dieser Stundenleistung ergeben sich dann Raddrücke bis zu 450 kg/mm² bei dem stärksten Seil, welcher Wert natürlich selbst bei geringster Benutzung zu schneller Zerstörung führen muß.

Noch stärkere Seile als bisher für Drahtseilbahnen zu verwenden, scheidet aber aus wirtschaftlichen Gründen aus, denn eine Drahtseilbahn mit dickeren Seilen wird nicht nur durch die Seile selbst verteuert, sondern noch weit mehr durch die wegen der stärkeren Seilspannung notwendige Verstärkung der Stützen, Stationsbauten, Fundamente usw. Daraus erkennt man, wie wenig Spiralseile trotz ihrer gegenüber verschlossenen Seilen größeren Zugfestigkeit als Tragseile geeignet sind.

Eine günstige Eigenschaft der Spiralseile soll jedoch noch erwähnt werden, die ihnen eine große Lebensdauer verleihen könnte, falls eben nicht von Anfang an die Flächenpressung viel zu hoch gewählt werden müßte:

Während der Bewegung des Rades auf dem Seil wandert jeder der Berührungspunkte auf seinem Draht entlang schräg

zur Seilachse entsprechend dem Steigungswinkel des Drahtes, bis Draht und Rad allmählich wieder außer Berührung kommen, während inzwischen auf der anderen Seilseite bereits ein neuer Draht an dem Rad zur Anlage gelangt ist. Durch dieses wechselseitige Aufliegen und Abheben des Rades entsteht zwar das bekannte ratternde Fahrgeräusch auf Spiralseilen. Es ergibt sich aber der Vorteil, daß zwischen Draht und Rad — solange der Draht noch nicht abgenutzt ist — der wünschenswerte dreidimensionale Spannungszustand erhalten bleibt, denn der Berührungspunkt braucht über keine Werkstoffkanten hinwegzuwandern.

Nur wirkt sich leider dieser Vorteil beim Spiralseil wenig aus, da infolge der zu hohen Flächenpressungen sehr bald Abnutzung und damit Uebergang in den zwei- oder eindimensionalen Spannungszustand eintritt.

B. Lastenseilbahnen mit verschlossenen Seilen.

Als nächstes seien die gewonnenen Erkenntnisse auf die vollverschlossenen Seile ausgedehnt, wie ein solches in Abbildung 4 im Querschnitt gezeigt ist. Die Anschmiegung zwischen Rad und Seil ist hier wesentlich besser, da für die Flächenpressung nicht mehr der Drahtdurchmesser, sondern der ganze Seildurchmesser maßgebend ist. Andererseits liegt allerdings das Laufrad nur noch in einem Punkte auf, wenn, wie bisher üblich, die Profildrähte dem Seildurchmesser in ihrer Abrundung genau angepaßt werden.

Um einen Vergleich mit dem Spiralseil vornehmen zu können, sei zunächst das dem Raddruck Q = 150 kg bei 80 bis 100 to Stundenleistung entsprechende Seil ausgewählt. Nach Gl. (5) wird dafür bei 175 mm Raddurchmesser ein Seil von 27 mm ∅ benötigt. Es hat eine spezifische Festigkeit von k_z = 120 kg/mm² bei 95 kg mm² Streckgrenze. Seine Decklage wird aus 18 Profildrähten mit 4,2 mm radialer Höhe gebildet. Seine Querschnittsfläche ist F = 555 mm², sein Gewicht g = 4,35 kg/m und seine rechnerische Festigkeit 53 000 kg bei einer wirklichen Zerreißfestigkeit von etwa 45 000 kg, woraus $\zeta = 85\%$ folgt.

Es werde mit $S = \frac{53\,000}{4} = 13\,125$ kg gespannt. Der Rillenhalbmesser des mit 150 kg belasteten Rades sei wieder

40 mm. Dann ergeben sich folgende kennzeichnenden Werte:

$$\sigma_z = \frac{120}{4} = 30 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{bo} = Q \left| \frac{S \cdot F}{E} \right. = 8{,}2 \text{ kg/mm}^2$$

Der Biegungseinfluß von dem benachbarten Rade aus wird nach Gleichung (2):

$$\sigma_{b\,220} = \frac{8{,}20}{3{,}04} = 2{,}7 \text{ kg mm}^2$$

$$\sigma_{b\,ges} = 10{,}9 \text{ kg/mm}^2$$

Damit ist das Vorspannungsverhältnis

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_o} = \frac{30{,}0}{40{,}9} = 73{,}5\%$$

Aus diesem Kennwert zeigt sich, daß der Einfluß der Biegungsspannung hier noch etwas geringer ist als bei dem untersuchten Spiralseil, allerdings aber bei weitem nicht so viel geringer, daß sich daraus die mehrfache Lebensdauer des verschlossenen Seiles gegenüber dem Spiralseil auch nur annähernd erklären ließe.

Die Nachrechnung der Flächenpressung dagegen bringt gemäß Gl. (12) bis (19) folgendes Bild:

R_{11} = Seillängskrümmung etwa = 0,00

R_{12} = Seilquerkrümmung $= \frac{2}{2{,}7} =$ 0,74

R_{21} = Radkrümmung $= \frac{2}{17{,}5} =$ 0,114

R_{22} = Rillenkrümmung $= -\frac{1}{4} = -0{,}25$

$2\,(A - B) = 0{,}604$

$A + B = 0{,}302$

$\omega = 0$

$2\,(A - B) = (R_{11} - R_{12}) + (R_{21} - R_{22}) = 0{,}376$

$A - B = 0{,}188$

$$\cos \tau = \frac{A - B}{A + B} = 0{,}621$$

$\tau = 51^\circ\ 30'$

$\mu = 1{,}68$

$\nu = 0{,}66$

$$a = \mu \sqrt[3]{\frac{750\ P\ \vartheta}{2\,(A + B)}} = 1{,}15 \text{ mm}$$

$$b = \frac{a \cdot \nu}{\mu} = 0{,}45 \text{ mm}$$

$$p_{mittl} = \frac{Q}{\pi\, a\, b} = 92 \text{ kg/mm}^2$$

$$p_{max} = 1{,}5\ p_{mittl} = 138 \text{ kg/mm}^2$$

Die Flächenpressung bleibt also ganz bedeutend unter den Werten beim Spiralseil, wozu noch kommt, daß das Verhältnis der Ellipsenhalbmesser mit 1 : 2,85 wesentlich günstiger ist als dort. Unter Berücksichtigung des auf Seite 90 über die zulässigen Spannungen Gesagten kann man vielleicht annehmen, daß bei diesem Achsenverhältnis die Grenze der zulässigen Flächenpressungen etwa bei der doppelten Zerreißfestigkeit liegen wird, also hier bei etwa 240 kg mm².

Damit läge die Flächenpressung bei dem verschlossenen Seil in einem solchen Gebiet, daß eine Abnutzung kaum auftreten könnte — wenn wirklich dreidimensionaler Spannungszustand vorhanden wäre.

Das ist aber hier im Gegensatz zum Spiralseil schon von Anfang an nicht der Fall, denn der Berührungspunkt zwischen Rad und Seil wandert beim verschlossenen Seil in Richtung der Seilachse, er tritt also bei jedem Draht an der einen Kante auf seine Oberfläche über und verläßt ihn über die andere Kante. Das ergibt zwar einen ruhigeren Lauf als beim Spiralseil, aber es bedeutet doch nichts anderes, als daß der Spannungszustand an den Drahtkanten, d. h. zweimal in jedem Draht, von dem dreidimensionalen in den eindimensionalen übergeht. Dort ist also mit P_{max} = 138 kg mm² die Festigkeit des Werkstoffes bereits überschritten.

Diese Ueberlegungen werden durch die Erfahrungen der Praxis voll bestätigt, da die Zerstörung der verschlossenen Seile stets durch Ausfransen der Drahtkanten in der Lauffläche ihren Anfang nimmt[64]) und sich von dort aus erst nach der Drahtmitte zu fortpflanzt. Hierdurch werden die bedeuten-

---

[64]) Siehe z. B. auch Abb. 16 in „Seile und Ketten" von F. Peter (2), welche ein abgenutztes vollverschlossenes Seil mit den typischen Zerstörungsmerkmalen an den Kanten der Drähte zeigt.

den Vorteile des vollverschlossenen Seiles gegenüber dem Spiralseil zum Teil wieder zunichte gemacht.

Noch mehr gilt das übrigens für das halbverschlossene Seil, da die zwischen den Runddrähten der Decklage liegenden Profildrähte mit scharf ausgezogenen Kanten die Runddrähte zum größten Teil überdecken. Die Profildrähte weisen somit gerade an den am höchsten beanspruchten Kanten die geringste Materialstärke auf. Sie haben auch tatsächlich kaum den Erwartungen entsprochen, die man in sie setzte. Eine gewisse Verbesserung ergab sich erst dann, als die Seilhersteller die allzuscharfen Kanten abrundeten und damit das Material an den höchstbeanspruchten Stellen verstärkten.

Erfolgreicher dürfe jedoch die aufgrund dieser Ueberlegungen vom Verfasser vorgeschlagene Verbesserung für vollverschlossene Seile sein: Die Profildrähte werden in ihrer Lauffläche nicht mehr nach dem Seildurchmesser abgerundet, sondern nach einem kleineren Halbmesser. Dann wölben sich die Drahtoberflächen aus dem Seilverbande heraus und die Berührungspunkte zwischen Rad und Seil folgen der Drahtachse. Sie verbleiben also stets innerhalb des Drahtes und der dreidimensionale Spannungszustand bleibt erhalten, solange die Drähte nicht allzusehr abgenutzt werden.

Zwar wird infolgedessen der für die Pressung maßgebende Krümmungshalbmesser ϱ_{12} verkleinert, und es ergeben sich etwas höhere Werte für p_{max} als zuvor. Man erhält aber den wesentlichen Vorteil, daß die zulässige Spannung nunmehr die für einen dreidimensionalen Zustand gültige ist, also auf den zwei- bis dreifachen Betrag wächst. Weiterhin kann man die Verhältnisse noch verbessern, indem man die Anzahl der Profildrähte und ihre Krümmung so wählt, daß das Rad wie bei dem Spiralseil stets an zwei Punkten gleichzeitig aufliegt. Die Abrundung der S-Drähte braucht dabei nicht notwendigerweise nach der Kreisform zu erfolgen, sondern man wird vorteilhaft die Ueberhöhung nach der flachen Seite einer Ellipse vornehmen, um die Anschmiegung zwischen Rad und Draht zu verbessern. Als weitere Bedingung für die Abrundung der Drähte ergibt sich, daß der Halbmesser zwar möglichst groß sein soll, aber doch nur so, daß bei einer als zulässig anzusehenden Abnutzung von z. B. 0,3 mm die Ueberhöhung noch nicht ganz beseitigt ist, also die Drahtkante noch nicht vom Rade berührt wird.

Ein solcher Seilquerschnitt ist in Abb. 28 dargestellt. Die Rechnung ergibt dafür folgende Verhältnisse:

Das betrachtete Seil besitzt 18 Deckdrähte, deren jeder 4,7 mm obere Breite hat. Bei rein kreisförmiger Ueberhöhung von 0,5 mm ergibt sich daraus der Abrundungshalbmesser des Drahtes zu 5,4 mm. Bei elliptischer Abrundung nach Abb. 28 läßt sich also ein Halbmesser in Drahtmitte von 7 mm leicht erreichen. Dann erfolgt die Berührung zwischen Rad und Seil in zwei Punkten und die Flächenpressung ergibt sich wieder wie folgt:

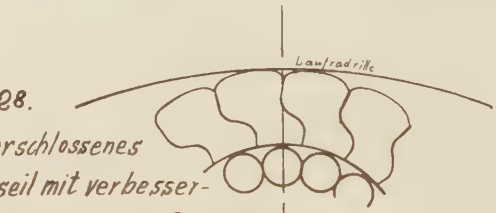

Abb. 28.
Vollverschlossenes Tragseil mit verbesserter Ausbildung der Deckdrähte.

$$R_{11} = 0$$

$$R_{12} = \frac{1}{0{,}7} = 1{,}426$$

$$R_{21} = \frac{2}{17{,}5} = 0{,}114$$

$$R_{22} = -\frac{1}{4} = -0{,}25$$

$$2\,(A + B) = 1{,}290$$

$$A + B = 0{,}645$$

$$\cos 2\omega = 0{,}788$$

$$2(A - B) = \sqrt{1{,}426^2 + 2(-1{,}426) \cdot 0{,}364 \cdot 0{,}788 + 0{,}364^2}$$

$$1{,}16$$

$$A - B = 0{,}58$$

$$\cos \tau = \frac{0{,}580}{0{,}645} = 0{,}900$$

$$\tau = 25^0\ 50'$$

$$\mu = 3{,}17$$

$$\nu = 0{,}46$$

$$a = 3{,}17 \sqrt[3]{\frac{750 \cdot \overline{75 \cdot 1{,}693}}{1{,}29 \cdot 10^6}} = 1{,}32 \text{ mm}$$

$$b = \frac{a \cdot v}{\mu} = 0{,}19 \text{ mm}$$

$$p_{mittl} = \frac{75}{\pi \cdot 1{,}32 \cdot \overline{0{,}19}} = 95 \text{ kg/mm}^2$$

$$p_{max} = 1{,}5 \; p_{mittl} = 142 \text{ kg/mm}^2$$

Einem p_{max} von 142 kg/mm² steht hier infolge des dreidimensionalen Spannungszustandes eine zulässige Spannung von 200 bis 300 kg mm² gegenüber. Ein solches Seil muß also trotz unruhigeren Laufes der Räder eine größere Lebensdauer aufweisen als eins nach der bisher üblichen Machart.

Eine interessante Bestätigung haben diese Folgerungen durch die Westfälische Drahtindustrie in Hamm/Westf. gefunden. Diese teilten dem Verfasser auf Anfrage mit, daß sie seit einigen Jahren die Profildrähte für alle vollverschlossenen Seile mit einer solchen Ueberhöhung ausführen, die in der Oeffentlichkeit jedoch nicht bekannt geworden ist. Veranlaßt wurden sie dazu durch Mitteilungen eines ausländischen Seilspezialisten, der Dauerversuche an vollverschlossenen Seilen anstellte und dabei (offenbar empirisch) die Vorteile einer solchen Ueberhöhung bereits festgestellt hat.

Dies kann wohl als weiterer Beweis für die ausschlaggebende Schädlichkeit der Flächenpressungen zwischen Rad und Tragseil gewertet werden. Die Biegungsspannungen werden ja durch die Ueberhöhung der Profildrähte nicht berührt und können somit für die Verlängerung der Lebensdauer von vollverschlossenen Seilen mit überhöhten Profildrähten nicht ursächlich wirken.

Somit dürften also auch die Bestrebungen, die Lebensdauer der Tragseile durch Unschädlichmachen der Flächenpressungen zu erhöhen, auf dem richtigen Wege sein.

C. Personenschwebebahnen.

Ueber die Lebensdauer der Personenbahntragseile liegen bisher wenige Erfahrungen vor. Sie dürfte aber ziemlich hoch sein, nicht nur wegen des wenig intensiven Betriebes auf sol-

chen Bahnen und wegen der meist geringen Biegungsbeanspruchung, sondern hauptsächlich wegen der geringen auftretenden Flächenpressung. Dazu ist Folgendes zu bemerken:

Die Verhältnisse erscheinen zwar zunächst ungünstig, da ein großer Teil der namhaften und noch in Betrieb befindlichen Personenbahnen Litzenspiralseile Machart „Herkules" verwendet. Das sind Kreuzschlaglitzenseile aus einer 7 drähtigen Kernlitze, die von zwei Lagen aus 6 und 12 Litzen zu je ebenfalls 7 Drähten umgeben ist. Die Machart ist also ähnlich einem 19 drähtigen Spiralseil, bei dem jedoch die Drähte durch ebensoviel im Kreuzschlag geschlagene Litzen ersetzt sind. Sie haben 133 Drähte von nur 3 bis 3,6 mm ∅ für die meist verwendeten Seildurchmesser von 47 bis 56 mm.

Die Spannungsverhältnisse sind nun an sich hier schon für Zug und Biegung ungünstiger als bei dem einfachen Spiralseil, da hier infolge der doppelten Verseilung der Faktor ζ auf etwa 70 bis 80% sinkt. Dem in Oesterreich z. B. vorgeschriebenen „Sicherheitsfaktor" von 3,1 entspricht also eine wirkliche Sicherheit von 2,2 bis 2,5.

Sehr ungünstig liegen auch beim Litzenspiralseil zunächst die Verhältnisse für die Flächenpressung, da auf bestenfalls 3 oder 4 Drähte kleinen Durchmessers, welche gleichzeitig berührt werden, der gesamte hier übliche Raddruck von 375 bis 400 kg entfällt. Auch ist der Krümmungshalbmesser des Drahtes in seiner Längsachse ϱ_{II} ungewöhnlich klein, also die Anpassung des Drahtes an das Laufrad noch schlechter als beim Spiralseil, denn der Draht ist nicht um das ganze Seil, sondern nur um seine Litze geschlungen, wozu sich die Krümmung der Litze um das Seil noch addiert. Diesen Nachteilen des Litzenspiralseils stehen aber zwei günstige Umstände entgegen:

Der Raddurchmesser von 250 mm entspricht zwar dem auch sonst Üblichen, aber der Rillenhalbmesser kann dem Seildurchmesser der betreffenden Anlage nahezu angepaßt werden, da Zwischenkupplungen, welche eine breitere Rille erforderlich machen würden, bei neueren Personenbahnen nicht vorhanden sind.

Am wichtigsten aber ist, daß für diese neueren Bahnen mit Litzenspiralseilen als Laufradbelag ein sehr weiches Material verwendet wird. Nachdem bei den Versuchen, die beim Bau der ersten Zugspitzbahn ebenfalls angestellt worden

waren, die verschiedensten Werkstoffe wie Bronze, Leichtmetall, Hartholz, Leder u. a. sich als untauglich erwiesen hatten, da sie wegen der nun nicht mehr verwunderlichen hohen Flächenpressung in kürzester Zeit zerstört wurden, ging man zu Versuchen mit Vollgummi über. Vollgummi überträgt den Raddruck infolge seiner großen Nachgiebigkeit auf eine breite Auflagefläche und kehrt nach der Entlastung wieder in seine alte Lage zurück. Die Kalibrierung, welche die andern Werkstoffe zerstört hatte, kann sich also bei ihm nicht ausbilden.

Inzwischen ist es auch gelungen, solche Gummireifen gegen die auf das Tragseil bei jeder Fahrt aufgebrachte Tragseilschmiere widerstandsfähiger zu machen, sodaß diese Lösung der Flächenpressungsfrage für Personenschwebebahnen in der Tat ein glücklicher Ausweg sein dürfte. Bei Lastenbahnen werden Gummireifen allerdings aus preislichen Gründen vorläufig noch ausscheiden.

Wesentliche Schädigungen der Tragseile infolge Abnutzung im normalen Betrieb sind bisher jedenfalls noch an keiner mit Gummirollen ausgerüsteten Personenbahn aufgetreten. Allerdings ist dabei eben zu berücksichtigen, daß die ältesten davon erst seit 7 Jahren im Betrieb stehen, wobei die Tragseile der höchstbeanspruchten Bahn noch nicht mehr als schätzungsweise $0{,}6 \cdot 10^6$ Lastwechsel durchgemacht haben[65]).

Die meisten andern Personenbahnen, die nicht mit Litzenspiralseilen ausgerüstet sind, verwenden vollverschlossene Seile. Diese erhalten in neuerer Zeit Deckdrähte von 130 bis 140 kg/mm² spez. Festigkeit bei etwa 100 bis 110 kg/mm² Streckgrenze. Solche Bahnen haben meistens Stahlguß- oder Bronzeräder. Es soll deshalb an dem Fall der Personenschwebebahn Engelberg-Trübsee (Schweiz) die Flächenpressung unter-

[65]) In diesem Zusammenhange sei erwähnt, daß das Oesterreichische Bundesministerium für Handel und Verkehr, dem die meisten mit Litzenspiralseilen ausgerüsteten Personenbahnen unterstehen, im Jahre 1927 Bestimmungen über die zulässige Benutzungsdauer von Personenbahnseilen erlassen hat. Bezüglich der Tragseile wird darin bestimmt, daß sie abzulegen sind

1. wenn an einer Stelle des Seiles auf 1,0 m Länge mehr als 4% der Drähte gebrochen sind,
2. wenn auf eine Seillänge von 20,0 m mehr als $^1/_5$ der Drähte gebrochen sind,
3. wenn sie acht Jahre in Verwendung standen.

Diese letzte Vorschrift dürfte unbedingt zu weitgehend sein.

sucht werden, wobei gleichzeitig der Einfluß der dort vorgeschriebenen geringen Tragseilspannung verfolgt werden kann.

Die vollverschlossenen Seile dieser Anlage haben 44 mm Durchmesser. Sie besitzen 22 Deckdrähte von 130 kg/mm² und 36 Runddrähte von 168 kg/mm² spez. Festigkeit, sowie einen eisernen Kerndraht. Die rechnerische Seilfestigkeit ist 182 300 kg bei einem Querschnitt von F = 1230 mm² und einer mittleren spez. Festigkeit von 148 kg/mm². Gespannt sind sie nach den ungünstigen Schweizer Vorschriften nur mit 22 000 kg je Seil, was einer Zugsicherheit in der Nähe der Spanngewichte von 8,3 entspricht. Für jeden Wagen sind zwei Tragseile vorhanden.

Der achträdrige Wagen wiegt vollbesetzt 3000 kg, der Raddruck beträgt also dann 375 kg. Es ist zwar nicht bekannt, ob der Rillenhalbmesser der Laufräder dem Tragseil genügend angepaßt ist, da diesem Umstand bisher ja viel zu wenig Beachtung geschenkt wurde, es sei aber angenommen, daß er 25 mm betrage gegenüber dem Seilhalbmesser von 22 mm. Diese beiden Werte etwa gleich groß zu machen, um eine gute Auflage zu erzielen, ist im Gegensatz zu Zugseilen bei Tragseilen natürlich abwegig, da die räumlich gekrümmte Berührungsfläche dann verlangte, daß das Laufrad auf verschieden großen Halbmessern die gleiche Geschwindigkeit annähme. Da das natürlich nicht möglich ist, würde das Rad an allen Punkten außer einem auf dem Seil schleifen.

Der Raddurchmesser werde mit 250 mm angenommen.

Bezüglich der Zugspannung ist noch zu erwähnen, daß in neuerer Zeit bei Personenbahntragseilen, auch wenn diese aus Drähten verschiedener Härte bestehen, dafür Sorge getragen wird, daß jeder Draht entsprechend seiner spezifischen Festigkeit an der Gesamtlast mitträgt. Erreicht wird das durch geeignete Wahl der Steigungswinkel und dergl. Dann ist für die Deckdrähte

$$\sigma_{z\ Deck} = \frac{130}{8{,}3} = 15{,}7\ \text{kg/mm}^2.$$

Bei dieser geringen Vorspannung ist es doppelt notwendig, für die Biegungsspannung auch den Einfluß der dem betrachteten benachbarten Räder zu untersuchen, was jedoch bei dem rechnerischen Nachweis der Trübseebahn nicht ge-

schehen ist[66]). Es verkehrt hier auf jedem Tragseil ein Vierradlaufwerk bestehend aus je zwei Räderpaaren von 300 mm Radstand. Dann ergibt sich die Biegungsspannung nach Gl. (1) und (2) wie folgt:

$$\sigma_{bo} = 7{,}54 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{b\,300} = \frac{7{,}54}{2{,}15} = 3{,}5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{b\ ges} = 11{,}04 \text{ kg/mm}^2$$

Damit wird das Vorspannungsverhältnis

$$\frac{\sigma_v}{\sigma_o} = \frac{15{,}70}{26{,}74} = 59\%$$

Dieses Verhältnis liegt zwar schon bedenklich nahe an der Grenze $\sigma_v : \sigma_o = 50\%$, von der ab auf der Druckseite Stauchungen der Drähte zu erwarten sind. Das wäre um so bedenklicher, wenn etwa durch zu hohe Flächenpressungen die Drähte in der Lauffläche ausgewalzt und gestreckt würden.

Breitdrücken des Seiles unter dem Rade, was als weiterer schädigender Einfluß auf ein zu schwach gespanntes Seil zu erwähnen wäre, ist bei einem dem Seilhalbmesser angepaßten Rillenradius weniger zu befürchten.

Für die Flächenpressung ergibt sich nach Gleichung (12) bis (19):

$$R_{11} = 0$$

$$R_{12} = \frac{1}{2{,}2} = 0{,}453$$

$$R_{21} = \frac{2}{25} = 0{,}080$$

$$R_{22} = -\frac{1}{2{,}5} = -0{,}400$$

$$2\,(A + B) = 0{,}133$$

---

[66]) Auch bei den Personenbahnen der Bauart Bleichert-Zuegg mit achträdrigem Laufwerk und höherer Anspannung der Seile sollte berücksichtigt werden, daß die Biegungsspannung unter den beiden mittleren Rädern jeder Laufwerkshälfte durch die Anteile von zwei benachbarten Rädern vermehrt wird, also unter Umständen um 30 bis 40%.

$$A + B = 0{,}0665$$
$$2\,(A - B) = -0{,}453 + 0{,}480$$
$$A - B = 0{,}0135$$
$$\cos \tau = \frac{0{,}0135}{0{,}0665} = 0{,}20$$
$$\tau = 78^{0}\ 30'$$
$$\mu = 1{,}13$$
$$\nu = 0{,}89$$
$$a = 1{,}13 \sqrt[3]{\frac{750 \cdot 375 \cdot 1{,}693}{0{,}133 \cdot 10^{6}}} = 1{,}72 \text{ mm}$$
$$b = \frac{a \cdot \nu}{\mu} = 1{,}36 \text{ mm}$$
$$p_{mittl} = \frac{375}{\pi \cdot 1{,}72 \cdot 1{,}36} = 51{,}2 \text{ kg/mm}^2$$
$$p_{max} = 1{,}5\ p_{mittl} = 77 \text{ kg/mm}^2$$

Dank dem großen Seildurchmesser und bei guter Anpassung des Rillengrundes an diesen wird also hier die Flächenpressung so niedrig, daß selbst bei der jeweils an der Grenze zwischen zwei Drähten auftretenden eindimensionalen Spannung die Beanspruchung unter der Streckgrenze des Werkstoffes bleibt. Schneller Verschleiß der Seile wäre also in diesem Falle nicht zu befürchten. Dabei ist bei Personenbahnen auch immer noch zu berücksichtigen, daß die Wagen im Durchschnitt nur etwa halb besetzt sind, sodaß der durchschnittliche Raddruck weniger als 300 kg ist. Hierzu kommt im besonderen Falle der Trübseebahn noch die Verwendung von zwei Tragseilen für jeden Wagen, womit die Anzahl der Lastwechsel für jedes von ihnen halbiert und eine hohe Lebensdauer noch wahrscheinlicher wird.

Allerdings sei ausdrücklich darauf hingewiesen, daß sich bei dieser Anlage alle Beanspruchungen gerade an der Grenze des Zulässigen bewegen. Insbesondere ein größerer Rillenhalbmesser würde die Ergebnisse obiger Betrachtungen sehr verschieben. So würde z. B. bei einem Rillenhalbmesser von 30 mm statt der oben angenommenen 25 mm das Gebiet unzulässiger Pressungen bereits erreicht.

Damit ist die Vermutung nicht von der Hand zu weisen, daß bei einer Reihe der bestehenden, mit vollverschlossenen

Seilen und Stahlgußrädern ausgerüsteten Personenbahnen die Tragseile infolge zu groß gewählter Rillenhalbmesser überansprucht werden. Das dürfte besonders der Fall sein bei älteren, noch mit Zwischenkupplungen ausgerüsteten Anlagen, bei denen man die Laufradrillen wie bei Lastenbahnen den Kupplungen angepaßt hat. Daraus zeigt sich auch, daß die von mancher Seite[67]) aus wirtschaftlichen Gründen befürwortete Verwendung von Zwischenkupplungen bei Personenschwebebahnen zwar nicht wegen einer etwaigen Unsicherheit der Kupplungen selbst zu verwerfen ist, aber wegen der in ihrem Gefolge auftretenden höheren Flächenpressungen.

Außer den bisher erwähnten Gattungen von Personenbahnen gibt es nun noch, z. B. in Oberitalien, einige Bahnen, die zwar Litzenspiralseile besitzen, aber trotzdem Stahlgußräder verwenden, sodaß sehr hohe Flächenpressungen auftreten. Deren schädlichen Auswirkungen waren z. B. bei der alten Lana-Vigiljochbahn bereits am ersten Betriebstage sichtbar[68]). Solche Bahnen werden zwar von den Verfechtern der harten Stahlgußräder stets als Beweis für die Richtigkeit ihrer Behauptungen herangezogen. Daß hier noch keine ernsthaften Schädigungen bekannt geworden sind, dürfte jedoch lediglich auf die geringe Verkehrsbedeutung und die entsprechend seltene Benutzung dieser Bahnen zurückzuführen sein. Im Durchschnitt dürfte ein Tragseil solcher Anlagen bei dem dort üblichen Vierradlaufwerk etwa 10 000 Lastwechseln pro Jahr unterworfen sein, also etwa dem achten Teil der S. 27 beschriebenen Pfänderbahn.

Im allgemeinen kann man also sagen, daß bei Personenschwebebahnen infolge der wirtschaftlich möglichen Verwendung von gummibereiften Laufrädern und ungeteilter Seile, also Fortlassung der Zwischenkupplungen, ferner durch die Verwendung dicker und stark gespannter Seile, denen eine geringe Verkehrsdichte gegenübersteht, die Spannungen innerhalb der für die Verkehrsdichte zulässigen Grenzen gehalten werden können. Eine wirtschaftlich angemessene Lebensdauer der Tragseile kann also hier erwartet werden.

---

[67]) Siehe R. Woernle, Habilitationsschrift (23) Seite 22.
[68]) Siehe R. Woernle, Habilitationsschrift (23) Seite 24.

D. Kabelkrane.

Schließlich seien noch kurz die Verhältnisse bei Kabelkranen und ähnlichen Anlagen untersucht. Hier ist von vornherein zu erwarten, daß mit Rücksicht auf die Art der Tragseilbemessung, welche Spannungen nicht beachtet, und mit Rücksicht auf den hohen Raddruck, die Verhältnisse von Fall zu Fall sehr verschieden sein werden.

Als Laufbahn werden hier meist vollverschlossene Tragseile verwendet. Der Raddruck wird, wie erwähnt, zu 1000 bis 2000 kg zugelassen. Dagegen kommen auf der Fahrstrecke keine Seilkupplungen vor, und der Raddurchmesser kann größer, meist zu 400 bis 500 mm, gewählt werden, da konstruktive Beschränkungen wegfallen.

Auch hier sollen die Verhältnisse anhand der gewonnenen Erkenntnisse an Zahlenbeispielen durchgerechnet werden.

Ein Kabelkran für einen Holzlagerplatz wird bei 340 m Spannweite und 4 to Tragkraft (einschließlich Laufkatze) mit vollverschlossenen Seilen von 120 kg mm² spez. Festigkeit ausgerüstet. Der Durchhang f bei Vollast in der Mitte soll $\frac{340}{40} = 8{,}5$ m nicht übersteigen. Nach Gl. (10) wird dann

$$S = 10 \cdot 4000 \text{ kg} + 5 \cdot 340 \text{ m} \cdot 21 \text{ kg/m} = 75\,700 \text{ kg}$$
$$K_z = 4\,S = 303\,000 \text{ kg}.$$

Für diese rechnerische Bruchlast ist ein Seil von 64 mm ∅ mit etwa 21 kg/m laufenden Gewicht erforderlich bei 120 kg/mm² spez. Festigkeit. Seine Querschnittsfläche ist F = 26,3 cm². Der Raddurchmesser sei 400 mm, der Radstand 500 mm und der Rillenhalbmesser 40 mm. Dann wird

$$\sigma_z = 30 \text{ kg/mm}^2$$
$$\sigma_{bo} = 1000 \left| \frac{2{,}15 \cdot 10^6}{26{,}30 \cdot 75\,700} \right. = 10{,}4 \text{ kg/mm}^2$$
$$\sigma_{b\,500} = \frac{10{,}4}{3{,}2} = 3{,}25 \text{ kg/mm}^2$$
$$\sigma_{b\,ges} = 10{,}4 + 2 \cdot 3{,}25 = 16{,}90 \text{ kg/mm}^2$$

Das Vorspannungsverhältnis wird also

$$\frac{\sigma_v}{\sigma_o} = \frac{30}{46{,}90} = 64\%.$$

Die Lebensdauer in bezug auf Biegung dürfte nach Abb. 5 a also als befriedigend zu bezeichnen sein. Die Flächenpressung wird nach Gl. (12) bis (19) wie folgt:

$$R_{11} = 0$$

$$R_{12} = \frac{2}{6{,}4} = 0{,}312$$

$$R_{21} = \frac{2}{40} = 0{,}050$$

$$R_{22} = -\frac{1}{4} = -0{,}25$$

$$2\,(A + B) = 0{,}112$$

$$A + B = 0{,}056$$

$$2\,(A - B) = 0{,}312 - 0{,}300 = 0{,}012$$

$$A - B = 0{,}006$$

$$\cos\tau = \frac{0{,}006}{0{,}056} = 0{,}107$$

$$\tau = 84^{0}$$

$$\mu = 1{,}03$$

$$\nu = 0{,}93$$

$$a = 1{,}03 \sqrt[3]{\frac{750 \cdot 1000 \cdot 1{,}693}{0{,}112 \cdot 10^{6}}} = 2{,}4 \text{ mm}$$

$$b = \frac{a \cdot \nu}{\mu} = 2{,}17 \text{ mm}$$

$$p_{mittl} = \frac{1000}{\pi \cdot 2{,}4 \cdot 2{,}17} = 61 \text{ kg/mm}^2$$

$$p_{max} = 91 \text{ kg/mm}^2$$

Auch hier hält sich also, ähnlich wie bei der durchgerechneten Personenbahn, die Flächenpressung wegen des großen Seildurchmessers und des Fortfalls der Kupplungen in zulässigen Grenzen. Demnach ist auch für dieses Seil trotz des hohen Raddrucks eine lange Lebensdauer zu erwarten. Dabei tritt gegenüber Lastenbahnen noch der günstige Umstand ein, daß die Hälfte aller Fahrten Leerfahrten sind, also mit geringstem Raddruck ausgeführt werden.

Wie es dagegen um die Tragseile kleinerer Anlagen bestellt ist — ganz abgesehen von den noch ungünstiger bean-

spruchten Tragseilen bei Brückenkabelkranen — zeigt folgendes Beispiel:

Ein Greiferkran für Lagerplatzbedienung habe eine Tragfähigkeit von 2,4 to bei 100 m Spannweite. Verwendet werden ebenfalls Tragseile in vollverschlossener Machart von 120 kg/mm² spez. Festigkeit. Der größte Durchhang bei Vollast in Mitte sei wieder $\frac{L}{40} = 2{,}5$ m. Das Tragseil wird dann nach Gl. (10):

$$S = 10 \cdot 2400 + 5 \cdot L \cdot 8 \text{ kg/m} = 28\,000 \text{ kg}$$
$$K_z = 4 \cdot 28\,000 = 112\,000 \text{ kg}$$
$$d = 37 \text{ mm}$$
$$F \quad 9{,}32 \text{ cm}^2.$$

Der Raddurchmesser sei 300 mm, der Radstand 400 mm und der Rillenhalbmesser 25 mm, wie er wohl bestenfalls bisher in solchen Fällen ausgeführt wurde. Bei drei Rädern wird die Radlast Q = 800 kg. Dann wird

$$\sigma_z = 30 \text{ kg/mm}^2$$
$$\sigma_{bo} = 800 \sqrt{\frac{2{,}15 \cdot 10^6}{9{,}32 \cdot 28\,000}} = 23{,}2 \text{ kg/mm}^2$$
$$\sigma_{b\,400} = \frac{23{,}2}{4{,}92} = 4{,}93 \text{ kg/mm}^2$$
$$\sigma_{b\,ges} = 23{,}2 + 2 \cdot 4{,}93 = 33{,}06 \text{ kg/mm}^2$$

Das Vorspannungsverhältnis ergibt sich somit zu

$$\frac{\sigma_r}{\sigma_o} = \frac{30{,}00}{66{,}06} = 45{,}3\ \%.$$

Hier zeigt sich die Unzulänglichkeit der Seilbemessung nach Gl. (10), denn bei anscheinend günstigeren Verhältnissen, nämlich kleinerem Raddruck und kürzerer Spannweite, wird die Biegungsspannung unzulässig hoch. Da die wirklichen Spannungen im Seil ja noch höher sind, so ist es sehr wahrscheinlich, daß die Druckspannung in den Drähten auf der Biegungsinnenseite hier so hohe Werte erreicht, daß schon aus diesem Grunde das Seil sehr bald zerstört wird.

Für die Flächenpressung ergibt sich auf dem üblichen Wege folgendes Bild:

$$R_{11} = 0$$

$$R_{12} = \frac{2}{3{,}7} = 0{,}540$$

$$R_{21} = \frac{2}{30} = 0{,}067$$

$$R_{22} = -\frac{1}{2{,}5} = -0{,}400$$

$$2\,(A + B) = 0{,}213$$

$$A + B = 0{,}107$$

$$2\,(A - B) = 0{,}540 - 0{,}467 = 0{,}073$$

$$A - B = 0{,}037$$

$$\cos \tau = \frac{0{,}037}{0{,}107} = 0{,}346$$

$$\tau = 70^{0}$$

$$\mu = 1{,}28$$

$$\nu = 0{,}80$$

$$a = 1{,}28 \sqrt[3]{\frac{750 \cdot 800 \cdot 1{,}693}{0{,}213 \cdot 10^{6}}} = 2{,}15 \text{ mm}$$

$$b = \frac{2{,}15 \cdot 0{,}80}{1{,}28} = 1{,}35 \text{ mm}$$

$$p_{mittl} = \frac{800}{\pi \cdot 2{,}15 \cdot 1{,}35} = 88 \text{ kg/mm}^2$$

$$p_{max} = 1{,}5 \cdot 88 = 132 \text{ kg/mm}^2.$$

Auch die Flächenpressung ist also trotz des kleineren Raddruckes so hoch, daß eine lange Lebensdauer der Tragseile nicht erwartet werden kann. Dazu ist bei Greiferkranen mit einer dauernd hohen Radlast zu rechnen, denn das Gewicht des leeren Greifers allein ist etwa von derselben Größenordnung wie das seiner Nutzlast.

Es erklärt sich also zwangläufig die eingangs erwähnte Tatsache, daß bei zwei verschiedenen Anlagen, deren Tragseile nach anscheinend denselben Gesichtspunkten bemessen sind, das Tragseil der einen sogar noch ungünstiger aussehenden Anlage eine höhere Lebensdauer haben kann als das der andern. Auf alle Fälle sieht man aus den durchgerechneten Beispielen, daß die früher für die Bemessung der Tragseile empirisch oder auf theoretischem Wege aufgestellten Formeln

keinen Anhalt für die wirkliche Beanspruchung der Seile und ihre Lebensdauer geben. Sie können das auch nicht, da sie einerseits auf unzutreffenden Annahmen aufgebaut sind und andrerseits den wichtigsten Einfluß, nämlich die Flächenpressung, ganz außer acht lassen.

Die vorliegende Arbeit nun soll als Versuch gelten, die wahren Zusammenhänge zwischen den in den Tragseilen auftretenden Beanspruchungen zu klären. Daraus wird es möglich werden, praktisch brauchbare und zuverlässige Maßstäbe für die Bemessung von Tragseilen aufzustellen, sobald auf dem Versuchswege geklärt sind:

1. der Zusammenhang zwischen Vorspannung, Wechselspannung und Lebensdauer der Tragseile sowie
2. der Zusammenhang zwischen Flächenpressung und Lebensdauer der Tragseile.

Bis dahin müssen die Spannungen im Tragseil einzeln ermittelt und, so gut der derzeitige Stand unserer Kenntnisse gestattet, gegeneinander abgewogen werden. Erst ein Tragseil, das in jeder Beziehung gleich gut ausgenutzt ist, kann als wirtschaftlich gelten, während heut der Fall meist so liegt, daß die Tragseile in der einen Richtung viel zu reichlich, in der andern aber weitaus zu schwach bemessen und folglich überbeansprucht werden.

Abschnitt 8. Zusammenfassung der Ergebnisse.

Aus der vorstehenden Arbeit ergeben sich kurz zusammengefaßt nachstehende Folgerungen: .

1. Die Frage nach den zulässigen Spannungen im Tragseil ist keine Frage der statischen Festigkeit, sondern der Dauerfestigkeit und Abnutzung. Die zulässigen Beanspruchungen können also nur in Kurvenform, abhängig von der gewünschten Lastwechselzahl, aufgestellt werden.

2. Bei Biegung findet im Tragseil eine Drahtverschiebung nicht statt. Erst wenn auf der Biegungsinnenseite freie Druckkräfte auftreten können, neigen die dort befindlichen Drähte zum Abheben.

3. Für die Ermittlung der Biegungsspannungen im Tragseil ist der Einfluß der dem betrachteten Laufrad benachbar-

ten Räder eines Laufwerks entgegen dem bisherigen Brauch zu berücksichtigen.

4. Bis zum Vorliegen von Versuchsergebnissen, die an Tragseilen gewonnen sind, müssen als erster Anhalt für die Höhe der zulässigen Zug-(Vor-)spannungen und Biegungs-(Wechsel-)spannungen die Versuchsergebnisse von Ludwik und Krystof, Wien, angesehen werden, die an festen Stäben gefunden wurden.

5. Die näheren Untersuchungen zeigen, daß die Zug- und Biegungsspannungen bei allen neueren Drahtseilbahnen, dagegen nicht immer bei Kabelkranen, in einem Gebiet liegen, wo sie als praktisch unschädlich gelten können.

6. Von maßgebendem Einfluß auf die Zerstörung derTragseile ist dagegen die früher als nebensächlich angesehene und noch nicht untersuchte Flächenpressung zwischen Laufrad und Seil, für welche Berechnungsunterlagen gegeben werden.

7. Die zulässige Höhe der Flächenpressungen läßt sich auf theoretischem Wege jedoch nur schätzungsweise bestimmen. Zur genauen Festlegung der Werte sind besondere Versuche nötig.

8. Bei fast allen bisher ausgeführten Drahtseilbahnen und Kabelkranen überschreitet die Flächenpressung mit Sicherheit die Grenze des Zulässigen und führt so zur vorzeitigen Zerstörung der Tragseile.

9. Spiralseile und Litzenspiralseile sind zur Verwendung als Tragseile überhaupt als ungeeignet zu bezeichnen — sofern nicht die Laufräder mit Gummireifen ausgerüstet werden.

10. Vollverschlossene Seile zeigen Vorteile vor den Spiralseilen, können aber durch überhöhte Abrundung der Profildrähte noch verbessert werden.

11. Die bisherigen theoretischen oder in der Praxis aufgestellten Seilberechnungsformeln sind unzuverlässig, da sie auf Biegung wenig, auf Flächenpressung und auf den wichtigen Zusammenhang von Vorspannung und Wechselspannung gar keine Rücksicht nehmen.

12. Da die Biegungsbeanspruchung und Flächenpressung weitgehend voneinander unabhängig sind, müssen für die Bemessung von Tragseilen im Sinne vorliegender Arbeit die Vorspannung, Wechselspannung und Flächenpressung von Fall zu Fall ermittelt und gegeneinander abgestimmt werden.

Besonders zu beachten ist dabei die Notwendigkeit kleinster Rillenhalbmesser in den Laufrädern.

13. Die wirschaftlichste Ausnutzung von Tragseilen wird sich dann ergeben, wenn Biegungsbeanspruchung und Flächenpressung gleichermaßen unterhalb der für die jeweils gewünschte Lebensdauer der Tragseile zulässigen Grenze bleiben.

Anhang 1:

LITERATURNACHWEIS.

Außer den in den Anmerkungen des Textes angeführten Literaturstellen wurden die nachstehend aufgezählten Werke für diese Arbeit benutzt:

1. Schrifttum über Aufzugs-, Kran- und Förderseile:

1. Benoit, Die Drahtseilfrage, Karlsruhe 1915.
2. Seile und Ketten, F. Peter, Halle 1914.
3. C. v. Bach, Forschungsarbeiten des VDI, Heft 177.
4. E. Heckel, Wie sollen Seil- und Kettenantriebe mit Rücksicht auf die Haltbarkeit des Zugorganes konstruiert werden? Stahl und Eisen 1908, Seite 28.
5. R. Woernle, Versuche über das Verhalten der Drahtseile gegenüber Biegungen, Diss. Karlsruhe 1915.
6. R. Woernle, Ein Beitrag zur Klärung der Drahtseilfrage, Z. d. VDI. 1929, Seite 417.
7. Drahtseilforschung, Z. d. VDI. 1929, Seite 1623
   1930, „ 185 und 1417
   1931, „ 206 „ 1485
   1932, „ 557
   1933, „ 799.
8. H. Altpeter, Die Drahtseile, Halle 1931.
9. R. List, Versuche an Drahtseilen, Z.d.VDI. 1932, S. 1297.
10. R. Hanker, Drahtseilforschung, Die Wasserwirtschaft 1932, Seite 245.
11. F. Beck, Rückschlüsse auf die Dauerzugfestigkeit usw., Dissertation 1930.
12. Berg, Spannungsermittlung in Spiralseilen, Dingl. Polytechnisches Journal 1907, Seite 289.

Des Weiteren sind Zugseile behandelt in (20) und (24).

2. *Schrifttum über Tragseile:*

20. J. Isaachsen, Die Beanspruchung von Drahtseilen, Z. d. VDI. 1907, Seite 652.
21. P. Stephan, Die Spiralseile, Dinglers Polytechnisches Journal 1909, Seite 753.
22. P. Stephan, Die Beanspruchung der Spiralseile, Fördert. und Frachtverkehr 1924, Heft 9.
23. R. Woernle, Zur Beurteilung der Drahtseilschwebebahnen für Personenbeförderung, Habilitationsschrift, Berlin 1913.
24. R. Findeis, Rechnerische Grundlagen des Baues von Drahtseilbahnen, Leipzig und Wien 1923.
25. A. Rubin, Personenschwebebahnen Bleichert-Zuegg unter besonderer Berücksichtigung der Zugspitzenbahn, Z. d. VDI. 1926 Nr. 52.

Des Weiteren sind Tragseile behandelt in (1) und (10).

3. *Schrifttum über Flächenpressung.*

31. Heinrich Hertz, Gesammelte Werke, Leipzig 1895.
32. A. und L. Foeppl, Drang und Zwang.
33. H. Stellrecht, Die Belastbarkeit der Wälzlager, Springer, Berlin 1928.
34. Stribeck, Kugellager für beliebige Belastungen, Z.d.VDI. 1901, Seite 121.
35. E. Rasch, Ueber die Berechnung der an Kugel- und Rollenlagern auftretenden Materialspannungen, Der Eisenbau 1915, Seite 1.
36. C. Berndt, Ueber die Gültigkeit der Hertzschen Formeln zur Berechnung der Abplattung von Meßkörpern, Zeitschrift f. techn. Physik 1922, Nr. 1.

Anhang 2.

Zusammenstellung der benutzten Abkürzungen.

a =	Große Halbachse der Berührungsellipse.
b =	Kleine Halbachse der Berührungsellipse.
D =	Raddurchmesser.
d =	Seildurchmesser.
E =	Elastizitätszahl = $2{,}15 \cdot 10^6$ kg/cm².
e =	Dehnung.
F =	Seilquerschnittsfläche.
f =	Durchhang in Mitte Spannweite.
g =	Seilgewicht je laufendes Meter.
h =	Schlaglänge des Seils.
J =	Trägheitsmoment.
K_z =	Gesamtfestigkeit.
k_z =	spezifische Zugfestigkeit.
L	Länge einer annähernd waagerechten Spannweite.
m =	Poissonsche Zahl = $^{10}/_3$ für Stahl.
P	Gesamtgewicht eines Drahtseilbahnwagens mit Last.
p_{mittl}	mittlere Flächenpressung zwischen Rad und Tragseil.
p_{max} =	Höchstwert der Flächenpressung.
Q =	Raddruck.
Q' =	Lastanteil je Berührungspunkt.
Q'' =	Lastanteil je cm Breite bei zylindrischer Berührung.
R =	Krümmung.
S =	Seilspannung.
s =	Stabdicke.
t =	Stundenleistung einer Anlage in t/h.
W =	Widerstandsmoment.
x, y, z =	zueinander senkrechte Achsenrichtungen.

α — umschlungener Bogen.
γ — spezifisches Gewicht.
δ — Drahtdurchmesser.
ζ — Verseilungsziffer.
μ — Reibungsbeiwert.
μ, ν — Beiwerte für Ermittlung der Flächenpressung nach Zahlentafel 2.
ϱ — Krümmungshalbmesser.
σ_b, σ_z — spezifische rechnerische Biegungs- oder Zugbeanspruchung.
σ_v — spezifische Vorspannung.
σ_o — höchste spez. Spannung aus Vor- und Wechselspannung, gleich $\sigma_z + \sigma_b$.
σ' — Zugspannung am Rand der Berührungsellipse.
τ — Hilfswinkel für Ermittelung der Flächenpressung nach Gleichung (13).
ω — Steigungswinkel des Drahtes im Seil.

Weitere Abkürzungen mit Sonderbedeutung s. S. 34 und 70.

INHALTS-VERZEICHNIS.

Seite

Abschnitt 1: Kritik der bisherigen Anschauungen . . . 7
A. Definition des Begriffes „Tragseil" 9
B. Die Größe der Zug- und Biegungsbeanspruchungen im Tragseil 10
C. Die Verschiebung der Drähte 14
D. Der Einfluß der Zug- und Biegungsspannungen auf das Tragseil 23
E. Mängel der bisherigen Anschauungen 27
Abschnitt 2: Die Regeln der Praxis für die Bemessung der Tragseile 29
A. Lastenseilbahnen 30
B. Personenschwebebahnen 33
C. Kabelkrane 35
Abschnitt 3: Die Flächenpressung zwischen Laufrad und Tragseil 36
A. Die Hertzschen Ableitungen 37
B. Anwendung auf das Tragseil 45
Abschnitt 4: Versuche über Seilabnutzung 49
A. Versuchsprogramm 50
B. Beschreibung der Versuchseinrichtung 50
C. Versuchsreihe 1. Spiralseil mit Laufrädern von 175 mm ∅ 56
1. Versuche mit Gußeisenrädern 58
2. Versuche mit Stahlgußlaufrädern 60
3. Einzelversuche 68
D. Versuchsreihe 2. Flachstahl mit Laufrädern von 175 mm ∅ 73
E. Versuchsreihe 3. Flachstahl mit Laufrädern von 20 mm ∅ 81
Abschnitt 5: Folgerungen aus den Versuchsergebnissen . . 83
Abschnitt 6: Die zulässige Höhe der Flächenpressung . . 87
Abschnitt 7: Anwendung der Erkenntnisse und Vergleich mit praktischen Erfahrungen 91
A. Lastenseilbahnen mit Spiralseilen 91
B. Lastenseilbahnen mit verschlossenen Seilen . . . 96
C. Personenschwebebahnen 101
D. Kabelkrane 108
Abschnitt 8: Zusammenfassung der Ergebnisse . . . 112
Anhang 1: Literaturnachweis 115
Anhang 2: Zusammenstellung der benutzten Abkürzungen . 117
Anhang 3: Lebenslauf 121

LEBENSLAUF.

Ich wurde am 23. Februar 1900 in Breslau als Sohn des Rektors Gustav Ernst geboren. Ich besuchte das Gymnasium zum Heiligen Geist in Breslau und trat nach Ablegung der Notreifeprüfung im Juni 1918 ins Heer ein. Nach dem Zusammenbruch begann ich im Dezember 1918 das Studium an der Technischen Hochschule Breslau und legte dort nach achtsemestrigem Studium im Jahre 1922 die Diplomhauptprüfung in Fachrichtung Maschinenbau ab.

Bis Dezember 1922 blieb ich als Assistent am Lehrstuhl für Lasthebemaschinen. Anschließend war ich bis zum März 1925 bei der Brown, Boveri & Cie. AG., Mannheim-Käfertal, tätig als Projektingenieur für elektrische Ausrüstungen von Hebezeugen. Im April 1925 nahm ich eine Stellung als Projektingenieur bei der Firma Adolf Bleichert & Co. in Leipzig an.

Nach Erhalt einer grundlegenden konstruktiven Ausbildung arbeitete ich 1926 und 1927 hauptsächlich an der Projektierung und Vermessung von Personenschwebebahnen in den Alpen. Das Jahr 1928 verbrachte ich in Ostasien zur seilbahntechnischen Bearbeitung des Marktes von Japan und seinen Mandatsgebieten.

1929 arbeitete ich im Auftrage der Firma Bleichert in den Vereinigten Staaten von Nordamerika an der Einführung und Vermessung von Personenschwebebahnen. Den Rest dieses Jahres und das Jahr 1930 verbrachte ich wieder in Japan, Korea und der Mandschurei, an der Einführung von Drahtseilbahnen, Kabelkranen und Personenschwebebahnen arbeitend.

Die folgende Zeit verblieb ich wieder im Stammhaus der Firma Bleichert in Leipzig, mit Neukonstruktionen beschäftigt. 1931 erfolgte dann der geschäftliche Zusammenbruch der Firma Bleichert und ich verließ diese nach erfolgter gerichtlicher Liquidation im Jahre 1932.